

---

# Fanglagerung magnetgelagerter Schwungmassenspeicher

Am Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

eingereichte

**Dissertation**

vorgelegt von

**Lukas Aaron Quurck, M.Sc.**

aus Bad Homburg v.d.H.

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Eberhard Abele

Tag der Einreichung: 13. Februar 2018

Tag der Mündlichen Prüfung: 23. Mai 2018

Darmstadt 2018

D17

---

Quurck, Lukas Aaron: Fanglagerung magnetgelagerter Schwungmassenspeicher  
Darmstadt, Technische Universität Darmstadt  
Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2019  
Tag der mündlichen Prüfung: 23.05.2018  
Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

---

## Kurzfassung

Fanglager werden bei magnetgelagerten Rotoren zum Schutz der Komponenten bei möglichen Ausfällen, Fehlfunktionen und Überlasten des Magnetlagers eingesetzt. Sie begrenzen die Auslenkung des Rotors indem sie etwa auf halber Spaltbreite zwischen Rotor und Stator platziert werden. Im Normalbetrieb haben sie keinen Kontakt zum Rotor.

Moderne Schwungmassenspeicher dienen der Speicherung elektrischer Energie und können in leistungsintensiven Anwendungen mit kleinen bis mittleren Leistungszeiten eingesetzt werden. Das Speichermedium stellt die kinetische Energie einer rotierenden Schwungmasse dar. Zur Reduktion von Reibungsverlusten werden die Schwungmassen berührungslos mittels Magnetlager im Vakuum gelagert. Um möglichst große Energiemengen speichern zu können, wird versucht die Drehzahl und Massenträgheit der Schwungmasse zu maximieren. Dies führt zu einer mechanischen Auslegung der Komponenten auf maximale Umfangsgeschwindigkeit, welche durch Festigkeit und Verformung der Schwungmasse begrenzt ist.

Für die in dieser Arbeit betrachteten magnetgelagerten Schwungmassenspeicher in Außenläuferbauform existieren bisher keine Maschinenelemente, welche die Aufgabe der Fanglagerung auch bei hohen Drehzahlen übernehmen können. Daher wird ein, als planetar bezeichnetes, Fanglagerkonzept entwickelt und mittels Simulationen sowie experimenteller Untersuchungen an einem eigens entwickelten Fanglagerprüfstand erprobt. Bei den Untersuchungen wird der magnetgelagerte, vertikal ausgerichtete Rotor in die radial wirkenden Fanglager fallen gelassen und das mechanische und thermische Verhalten von Rotor und Fanglagerkomponenten untersucht.

Es wird festgestellt, dass bei geeigneter Auswahl der Wälzlager des planetaren Fanglagers mehrere Abstürze aus hohen Drehzahlen ertragen werden können, ohne dass die Funktion durch Verschleiß oder sonstige Schäden beeinträchtigt wird. Das als gutmütig zu bezeichnende Rotorverhalten führt am Prüfstand zu keinen unzulässigen Lasten oder Übertemperaturen im Vakuum und wird daher als tauglich für den Einsatz in realen Schwungmassenspeichern betrachtet.

## Abstract

Magnetic levitated rotor systems use backup bearings to protect their components in case of possible failures, malfunctions and overloads of the magnetic bearing. They limit the deflection of the rotor by being placed approximately halfway between the rotor and the stator. In normal operation, they have no contact with the rotor.

Modern flywheel energy storage systems are used to store electrical energy and can be used in high-performance applications with low to medium cycle times. The energy is stored as kinetic energy of a rotating flywheel mass. To reduce friction losses, the flywheel masses are contactless levitated by means of magnetic bearings in a vacuum. In order to be able to store the greatest possible amount of energy, it is attempted to maximize the speed and inertia of the flywheel mass. This leads to a mechanical design of the components to maximum surface speeds, which are limited by strength and deformation of the flywheel.

In this thesis, a special type of flywheel with a hollow cylindrical rotor is considered. Because of its high surface speed, no conventional backup bearing is available. Therefore, an approach with a planetary backup bearing is developed and tested by means of simulations as well as experimental investigations on a particular developed test rig. In these investigations, the magnetically supported, vertically aligned rotor is dropped into the radially acting backup bearings. The mechanical and thermal behavior of the rotor and the bearing components are examined.

It is asserted that, with proper selection of the rolling element bearings of the planetary bearing, several consecutive dropping events can be sustained from high speeds without harmful wear or other damage. The non-problematic rotor behavior on the test rig does not lead to any impermissible loads or excess temperatures in a vacuum. Therefore, the planetary backup bearing approach is considered suitable for use in real flywheel.



---

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Unterstützern, Wegbereitern, Helfern und liebevollsten Menschen bedanken, die mir den Weg zum erfolgreichen Abschluss von Studium und Dissertation ermöglicht haben.

Zu allererst möchte ich mich bei meinen Eltern Annemarie und Roland bedanken. Der Weg war lang, mühsam und hat viele Opfer, nicht nur von mir verlangt. Der bedingungslose Glaube an mich und die unerschütterliche Unterstützung machen mich stolz auf Euch und sehr zufrieden.

Ebenfalls möchte ich allen Freunden danken die mir für eine großartige Zeit verantwortlich sind. Ohne Euch, wäre es vielleicht nie zu der Motivation gekommen diese Arbeit anzufertigen und so lange durchzuhalten. Meiner liebsten Wegbegleiterin, Katrin, gehört ein ganz besonderer Dank. Durch Dich gelang mir der nötige Ausgleich zur Arbeit und immer wieder neue Sichten auf die Dinge. Danke!

Nicht zu vergessen ist die Unterstützung durch Professor Rinderknecht, welcher es überhaupt erst ermöglichte meine Anstellung zu finanzieren und die kleine aber sehr feine Arbeitsgruppe der „Schwungies“ am IMS aufzubauen. Dies war weder zu erwarten noch eine Leichtigkeit für das Institut. Danke auch an Professor Abele. Die Zusammenarbeit in mehreren Projekten sowie dem Koreferat meiner Arbeit war ein wichtiger Bestandteil meines Ergebnisses.

Den vielen Kollegen des IMS gehört ebenfalls ein besonderer Dank. Ich kann mir keine besseren Kollegen auf persönlicher und fachlicher Ebene vorstellen. Ihr habt großen Anteil an dem tollen Arbeitsklima und viel Erlebtem im privaten Bereich. Auf fachlichen Austausch war sowieso immer Verlass. Ihr seid spitze! Hendrik Schaede möchte ich hierbei besonders danken für das „Einfangen“ in seine Arbeit und seinen steten Optimismus. Genauso möchte ich mich an der Stelle bei allen Studenten bedanken, welche zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben. Ohne Eure Unterstützung wäre ein effizienter Forschungsbetrieb nicht möglich und so mancher von Euch hat relevante Ergebnisse erzielen können oder den Prüfstandsaufbau entscheidend vorangetrieben. Ich hoffe ich konnte auch zu eurem Erfolg beitragen.

# Inhaltsverzeichnis

<b>KURZFASSUNG .....</b>	<b>III</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>IV</b>
<b>DANKSAGUNG .....</b>	<b>V</b>
<b>INHALTSVERZEICHNIS .....</b>	<b>VI</b>
<b>NOMENKLATUR .....</b>	<b>IX</b>
<b>1 EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1 SCHWUNGMASSENSPEICHER .....	1
1.2 MAGNETLAGER VON SCHWUNGMASSENSPEICHERN .....	2
1.3 VERFÜGBARKEIT MAGNETGELAGERTER SCHWUNGMASSENSPEICHER .....	4
1.4 ÖKONOMISCHE BEDEUTUNG DER FANGLAGERUNG .....	6
<b>2 SCHWUNGMASSENSPEICHER IN AUßENLÄUFERBAUFORM .....</b>	<b>9</b>
2.1 AUFBAU UND HERSTELLUNG .....	11
2.2 AUSLEGUNG.....	12
2.3 EINSATZGEBIETE VON SCHWUNGMASSENSPEICHERN .....	15
2.3.1 Vergleich mit elektrochemischen Energiespeichern.....	16
2.3.2 Stützung industrieller Großantriebe .....	17
2.3.3 Unterbrechungsfreie Stromversorgung .....	17
2.3.4 Integration erneuerbarer Energie.....	18
2.3.5 Netzfrequenzregelung .....	18
<b>3 FANGLAGER .....</b>	<b>21</b>
3.1 EIGENVERHALTEN GYROSKOPISCHER ROTOREN.....	22
3.2 ROTOREN IN FANGLAGERN .....	25
3.2.1 Springen.....	25
3.2.2 Oszillieren .....	26
3.2.3 Wirbeln .....	27
3.3 KONTAKTMECHANIK IM FANGLAGER .....	29
3.3.1 Kontaktkräfte im Fanglager .....	30
3.3.2 Verschleiß von Fanglagern.....	33
3.4 MITIGATIVE MAßNAHMEN BEI ROTORABSTÜRZEN .....	34
3.4.1 Reduktion der Reibung.....	35
3.4.2 Erzeugen niedriger Koppelleigenfrequenzen.....	36

3.4.3	Änderung der Fanglagertopologie .....	36
3.5	FANGLAGER AUßENLAUFENDER SCHWUNGMASSENSPEICHER .....	39
3.5.1	Besondere Anforderungen bei Schwungmassenspeichern .....	39
3.5.2	Ausschluss konventioneller Fanglager .....	40
3.6	PLANETARES FANGLAGER EINES AUßENLÄUFER-SCHWUNGMASSENSPEICHERS.....	41
<b>4</b>	<b>ANALYSEMETHODEN FÜR ROTORABSTÜRZE .....</b>	<b>45</b>
4.1	POSITIONSBASIERTE ANALYSE .....	45
4.2	KRAFTBASIERTE ANALYSE .....	47
4.3	THERMISCHE ANALYSEN .....	49
4.4	ANALYSE DER ROTATORISCHEN FREIHEITSGRADE.....	49
<b>5</b>	<b>FANGLAGERPRÜFSTAND .....</b>	<b>53</b>
5.1	VORSTELLUNG DES ROTORKONZEPTS .....	54
5.2	KONSTRUKTION DES ROTORS.....	56
5.3	AUSLEGUNG DER MAGNETLAGER.....	58
5.4	KONSTRUKTION DES STATORS.....	59
5.5	KONSTRUKTION UND AUSFÜHRUNG DER FANGLAGER .....	60
5.6	INSTRUMENTIERUNG UND DATENERFASSUNG .....	61
<b>6</b>	<b>SIMULATION VON ROTORABSTÜRZEN .....</b>	<b>63</b>
6.1	MODELLBILDUNG .....	64
6.2	EXEMPLARISCHE ABSTURZSIMULATION.....	67
6.3	BEWERTUNG DER SIMULATIONSGÜTE .....	70
6.4	VARIATION DER ROLLENANZAHL.....	74
6.5	ÜBERTRAGBARKEIT AUF GRÖßERE ROTOREN .....	78
<b>7</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN.....</b>	<b>83</b>
7.1	VERSUCHSDURCHFÜHRUNG ROTORABSTÜRZE .....	83
7.2	KONVENTIONELLES FANGLAGER.....	84
7.3	VERSUCHSREIHE 1: KONVENTIONELLE FANGLAGER, ATMOSPHERISCH .....	86
7.4	PLANETARE FANGLAGERKONFIGURATION .....	88
7.4.1	Verharren in zweiseitiger Rotoranlage (0-6.000 U/min).....	89
7.4.2	Stetiger Anlagewechsel mit kurzen Anlagephasen (6.000-10.000 U/min) .....	90
7.4.3	Kontinuierliches Springen (10.000-20.000 U/min) .....	91
7.5	VERSUCHSREIHE 2: PLANETARE FANGLAGER, ATMOSPHERISCH.....	92
7.5.1	Inspektion nach Abschluss der Versuchsreihe 02 .....	96
7.6	VERSUCHSREIHE 3: PLANETARE FANGLAGER, EVAKUIERT .....	98
7.6.1	Exemplarischer Vollausschlagversuch aus 20.000 U/min .....	105
7.6.2	Inspektion nach Abschluss der Versuchsreihe 3 .....	106
7.7	ZUSAMMENFASSUNG DER EXPERIMENTELLEN ERGEBNISSE.....	107

7.8	DISKUSSION DER ERGEBNISSE .....	109
8	FAZIT .....	111
	LITERATURVERZEICHNIS.....	115
	ABBILDUNGS- UND TABELLENVERZEICHNIS .....	122
	ANHANG A: TEILUNGSEBENE FANGLAGER .....	126
	ANHANG B: VERGLEICH FREIRAUMGRENZEN .....	127
	ANHANG C: MARKTSTUDIE WÄLZLAGER .....	128
	ANHANG D: PASSIVE BREMSMOMENTE .....	129
	ANHANG E: VERSCHLEIßBILDER.....	130

---

# Nomenklatur

## Abkürzungen

Akronym	Beschreibung
AC	engl.: alternating current deu.: Wechselstrom
AMB	engl.: active magnetic bearing; deu.: aktive Magnetlager
DC	engl.: direct current deu.: Gleichstrom
EE	erneuerbare Energie
ENTSO-E	engl.: European Network of Transmission System Operators for Electricity deu.: Verband Europäischer Übertragungsnetzbetreiber
ESA	engl.: European Space Agency deu.: Europäische Weltraumorganisation
FEM	Finite Elemente Methode
FKV	Faser-Kunststoff-Verbund
FL	Fanglager
IMS	Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau
MTBF	engl.: mean time between failure deu.: mittlere Zeitspanne zwischen Fehlern
NASA	engl.: National Aeronautics and Space Administration deu.: US-Bundesbehörde für Raumfahrt und Flugwissenschaft
PAO	Polyalphaolefin
PFPE	Perfluorpolyether
PMB	engl.: passive magnetic bearing deu.: passives Magnetlager
SMS	Schwungmassenspeicher
USV	unterbrechungsfreie Stromversorgung
VoLL	Value of Lost Load

## Lateinische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Symbol	Beschreibung
$d$	lin. Dämpfungsbeiwert	$L$	Lebensdauer
$d$	Trajektorienlänge	$M$	Moment
$D$	Durchmesser	$m$	Masse
$E$	Elastizitätsmodul	$p$	Druck, Lagerexponent
$E$	Energie	$r$	Radius
$e$	Energiedichte	$S$	Sicherheitsfaktor
$F$	Kraft	$s$	Spalt
$f$	Frequenz	$t$	Zeit
$G$	Gütefunktional	$u$	Verschiebung
$h$	Höhe (des Zylinders)	$v$	Geschwindigkeit
$I$	Strom	$W$	Widerstandsmoment
$k$	Trägheitsverhältnis	$x$	Position in x Koordinate
$L$	Drall	$y$	Position in y Koordinate

## Griechische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung
$\alpha$	Dämpfungsbeiwert
$\beta$	Kontaktwinkel
$\delta$	Eindringtiefe
$\Delta$	Differenz
$\Theta$	Massenträgheitsmoment
$\mu$	Gleitreibungkoeffizient
$\rho$	Dichte
$\sigma$	mechanische Spannung
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit

---

## Subskripte

Index	Beschreibung	Index	Beschreibung
<i>A</i>	aktiv	<i>lin</i>	linear
<i>a</i>	außen	<i>ML</i>	Magnetlager
<i>äq</i>	äquivalent	<i>max</i>	maximal
<i>d</i>	dynamisch	<i>mean</i>	Mittelwert
<i>EB</i>	Rotor-Einbauten	<i>m</i>	mittlerer
<i>extern</i>	externe Störung	<i>n</i>	normal
<i>F</i>	fließen	<i>O</i>	Oberfläche
<i>FKV</i>	Faser-Kunststoff-Verbund	$\Theta$	Trägheitsmoment
<i>FL</i>	Fanglager	<i>Prozess</i>	Prozesskraft
<i>frei</i>	ohne radiale Last	<i>R</i>	Rotor
<i>H</i>	Hohlzylinder	<i>r</i>	Rollreibung
<i>i</i>	innen	<i>stat</i>	statisch
<i>i</i>	Index	<i>t</i>	tangential
<i>i</i>	Samplenummer	<i>wälz</i>	wälzen
<i>k</i>	Absturznummer	<i>zul</i>	zulässig
<i>kin</i>	kinetisch	<i>V</i>	Vorspannung
<i>kum</i>	kumuliert		





---

# 1 Einleitung

## 1.1 Schwungmassenspeicher

Die Speicherung von Energie kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. Eine der ältesten Formen ist die Speicherung in Form von kinetischer Energie. Die im Altertum verwendeten Töpferscheiben sind ein bekanntes Beispiel [1]. Heutzutage hat die Speicherung elektrischer Energie eine besondere Bedeutung erlangt. Dabei wird die elektrische Energie über einen Antrieb in die kinetische Energie einer rotierenden Schwungmasse übertragen. Die Systeme zur Speicherung der kinetischen Energie werden Schwungmassenspeicher (SMS) oder kinetische Energiespeicher genannt. Die gespeicherte Energie  $E_{kin}$  berechnet sich aus der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und dem Massenträgheitsmoment  $\Theta$  der Schwungmasse entsprechend Gleichung (1.1).

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot \Theta \cdot \omega^2 \quad (1.1)$$

Um die speicherbare Energie zu maximieren, werden demzufolge ein großes Massenträgheitsmoment und eine hohe Drehzahl benötigt. Die Maximaldrehzahl der Schwungmasse ist durch die ertragbaren mechanischen Spannungen des Materials begrenzt, da durch die Rotation fliehkraftinduzierte Spannungen erzeugt werden. Bei vielen modernen Schwungmassen wird daher auf hochfeste Materialien wie Faser-Kunststoff-Verbunde zurückgegriffen, die über ihre hohen spezifischen Festigkeiten höhere gravimetrische Energiedichten ermöglichen als Stahlschwungräder [2]. Da bei einer fasergerechten Konstruktion von einer sehr hohen ertragbaren Anzahl von Zyklen ausgegangen werden kann ( $\gg 200.000$ ) und keine kalendarische Alterung vorliegt, werden im Vergleich zu elektrochemischen Energiespeichern und Stahlschwungrädern hohe Lebensdauern ermöglicht [3]. Um Gasreibungsverluste zu reduzieren wird meist ein Vakuum erzeugt. Der energetische Aufwand der Vakuumerzeugung ist dabei deutlich geringer als die damit bewirkte Reduktion der Gasreibung. Durch die Verwendung von berührungsfreien Magnetlagern entfällt zusätzlich die Notwendigkeit einer Wartung bei gleichzeitiger Reduktion der Reibungsverluste, wodurch Betriebskosten sinken und die Speichereffizienz verbessert werden kann. Durch ein vakuumdichtes Gehäuse (Containment) wird sichergestellt, dass im Falle eines Bruchs des Rotors keine Wirkung nach außen auftritt.

Zum Speichern elektrischer Energie wird diese aus dem Netz über einen Netzwechselrichter, einen Gleichstromzwischenkreis und einen Antriebwechselrichter durch die elektrische Maschine in ein mechanisches Moment gewandelt. Das mechanische Moment beschleunigt die Schwungmasse und erhöht damit dessen kinetische Energie. Soll die Energie dem Netz wieder zugeführt werden, bremst die elektrische Maschine die Schwungmasse und entlädt die kinetische Energie über die Umrichter und den Zwischenkreis wieder in das Netz. Trotz den mehrfachen Wandlungen der Energieform kann durch den Einsatz moderner Umrichter und eine optimierte Antriebsmaschinenauslegung eine Effizienz von ungefähr 90 % erreicht werden<sup>1</sup> [3].

Die für die Funktion eines Schwungmassenspeichers wesentlichen Komponenten und dessen Funktionsweise sind in Abbildung 1 dargestellt.

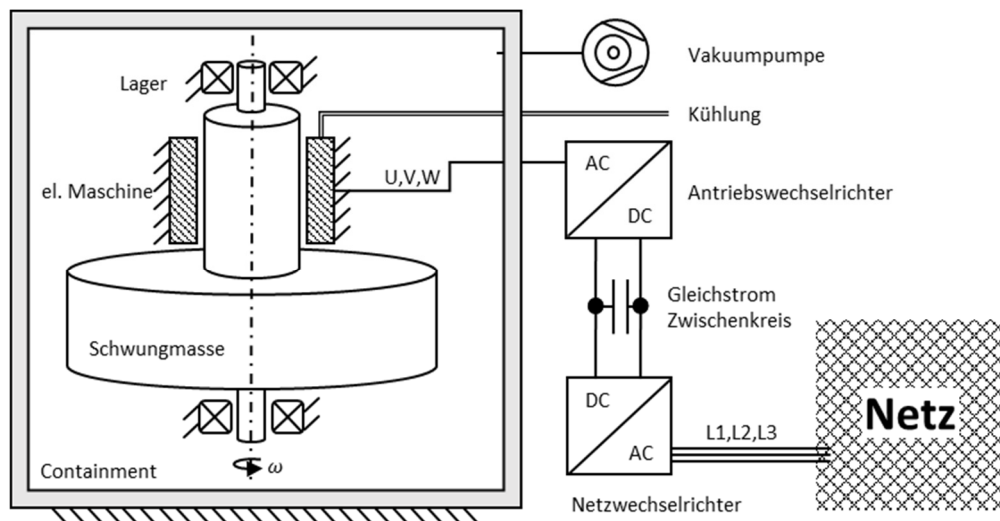


Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Schwungmassenspeichers

## 1.2 Magnetlager von Schwungmassenspeichern

Der Einsatz von aktiven Magnetlagern (AMB = active magnetic bearings) trägt zur hohen Speichereffizienz durch den Wegfall mechanischer Kontaktreibung bei. Die Funktion berührungsloser aktiver Magnetlager beruht auf einem aktiven Regelkreis bei dem die Position des Rotors einem Positionsregler zurückgeführt wird, welcher eine Stellgröße zur Rückführung des Rotors auf seine, meist mittige Position im Fanglager, berechnet. Diese Stellgröße wird von einem unterlagerten Stromregler in einen Sollstrom gewandelt, welcher über Verstärker auf die Steuerspulen geleitet wird. Regelplattform und Verstärker werden zusammen als Magnetlagerendstufe bezeichnet. Die Steuerspulen des Magnetlagers erzeugen dadurch in den weichmagnetischen Bauteilen einen magnetischen Fluss. An den Polflächen im Spalt zwischen Rotor und Stator

<sup>1</sup> Beinhaltet die Verluste der Wechselrichter und der elektrischen Maschine beim Speichern und anschließenden Entladen

---

entsteht infolge der sich ändernden Permeabilität eine Reluktanzkraft  $F_r$ , welche sich quadratisch zum gestellten Stellstrom  $I$  und dem Kehrwert des Quadrates des Spaltbreite  $s$  verhält wie in Gleichung (1.2) nachvollzogen werden kann.

$$F_r \sim \frac{I^2}{s^2} \quad (1.2)$$

Das ohne den Eingriff der Regelung instabile Magnetlager wird üblicherweise mittels Vormagnetisierungsströmen im Arbeitsbereich des Systems linearisiert. Eine detaillierte Beschreibung der Auslegung und Funktion aktiver Magnetlager ist in [4] und [5] zu finden. Aus der Funktionsweise aktiver Magnetlager ist ersichtlich, dass deren Tragfähigkeit nur gewährleistet ist, solange eine Regelung eine positive Steifigkeit über die Reluktanzkräfte der elektromagnetischen Aktoren erzeugen kann. Dazu müssen neben stabilen Positions- und Stromreglern eine ausreichende Energiezufuhr und ein möglichst störungsfreies Positionssignal der Rotorlage vorhanden sein. Ist dies gewährleistet, kann es trotz einer gegebenen positiven Steifigkeit zu einer Überlast z.B. durch externe Anregungen kommen. Infolge von Sättigungseffekten in den flussführenden, weichmagnetischen Komponenten und der endlichen Strombelastbarkeit der Leistungselektronik ist die Steifigkeit bzw. Stellkraft aktiver Magnetlager begrenzt [6]. Beim Einsatz supraleitender Magnetlager, welche ohne Positionsregelung eine stabile Rotorlage gewährleisten können, ist eine ausreichende Kühlung unterhalb der Sprungtemperatur des Supraleiters notwendig. Die Steifigkeit und Tragfähigkeit dieser Lager ist ebenfalls begrenzt [7], [8]. Aufgrund der aufwendigen kryogenen Kühlung und dem geringen Dämpfungsvermögen, sind supraleitende Magnetlager nur wenig verbreitet. Als Folge einer fehlenden Energieversorgung, einer Fehlfunktion oder einer Überlast eines Magnetlagers kommt es zu unzulässigen Auslenkungen und schlussendlich zu einem unerwünschten Anstreifen des Rotors am Stator. Die sich daraus entwickelnde Dynamik des Rotors führt potentiell zu Folgeschäden, welche bis hin zur Zerstörung des Systems führen können. Um diese Folgeschäden zu verhindern, werden so genannten Fanglager eingesetzt, welche ein unzulässiges Anstreifen verhindern. Im Normalbetrieb sind die Fanglager durch einen Spalt vom Rotor getrennt, welcher kleiner ist als an anderen Bauteilen.

Bei den in dieser Arbeit vorgestellten SMS handelt es sich um eine besondere Bauform, für die sich keine Komponenten am Markt befinden, welche sich zur geometrischen Integration eignen und den geforderten hohen Drehzahlen standhalten. Die Entwicklung und experimentelle Erprobung eines neuartigen, als planetar bezeichneten,

---

Fanglagersystems, bei dem mehrere unabhängigen Lagereinheiten in einer Ebene verwendet werden, ist Teil dieser Arbeit.

### **1.3 Verfügbarkeit magnetgelagerter Schwungmassenspeicher**

Am Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS) der Technischen Universität Darmstadt werden SMS erforscht, entwickelt und getestet. Ein Ziel der Forschung am IMS ist es, die Technologie für einen hochdynamischen Energiespeicher mit hoher Verfügbarkeit und niedrigen Betriebskosten weiterzuentwickeln.

Die Betriebskosten eines Energiespeichers setzen sich aus dem Energieaufwand zur Kompensation des Eigenverbrauchs und ggf. Wartungskosten zusammen. Die Senkung der Betriebskosten wird durch die Reduktion der Verluste der Lagerung, der anwendungsorientierten und damit verlustminimalen Auslegung der elektrischen Maschine sowie der energieeffizienten Erzeugung des Vakuums erreicht. Durch den Einsatz von Magnetlagern entfallen Wartungskosten einer verschleißbehafteten mechanischen Lagerung.

Die Verfügbarkeit eines technischen Systems wird über den Zeitanteil seiner Nutzungsdauer definiert in dem seine Funktion zur Verfügung steht. Ausfallzeiten durch Fehler, Wartungs- oder Instandsetzungsmaßnahmen reduzieren die Verfügbarkeit. Da SMS als Teil der elektrischen Betriebsmittel eines permanent benötigten elektrischen Versorgungsnetzes eingesetzt werden, ist das Erreichen einer hohen Verfügbarkeit von besonderem ökonomischen Interesse des Betreibers und der Nutzer. Bei magnetgelagerten SMS wird die Verfügbarkeit maßgeblich über die Verfügbarkeit der Umrichter und der Magnetlager beeinflusst. Deren elektrischen Komponenten unterliegen Alterungsprozessen, welche ebenso wie externe Störungen Ausfälle verursachen können. Während der Ausfall von Umrichtern bei geeigneter Sicherheitsstruktur nur zu Ausfallzeiten bis zur Behebung der Störung führt und keine Folgeschäden zu erwarten sind, ist der Ausfall der Magnetlager schwerwiegender einzuordnen.

Relevante Störungen können häufiger auftreten und mögliche mechanische Folgeschäden an Rotor und Stator infolge eines Kontakts sind nur unter großem Aufwand zu beheben.

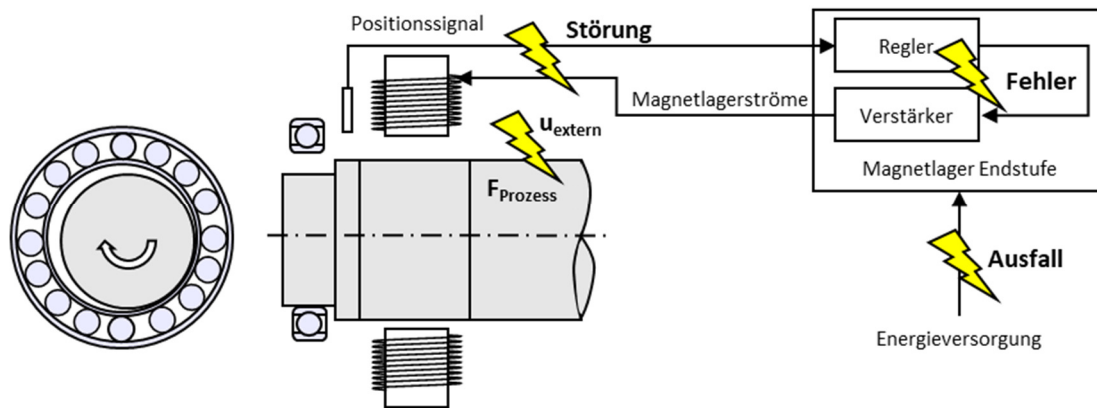


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines magnetgelagerten Rotors im Fanglager. Potentielle Ursachen für den Fanglagerkontakt werden mit einem gelben Blitz symbolisiert.

Ein Ausfall der Magnetlager kann durch Überlast, Ausfall der elektrischen Energieversorgung oder einen Fehler in einem elektrischen Bauteil verursacht werden (siehe Abbildung 2). Eine Übersicht über die zuverlässigkeits- und sicherheitsorientierte Auslegung von Magnetlagersystemen wird in [9] gegeben.

Eine Überlast kann durch Prozesskräfte ( $F_{\text{Prozess}}$ ) oder externe Störungen wie etwa Fußpunktverschiebungen ( $u_{\text{extern}}$ ) eines Erdbebens verursacht werden. Die Auftretenswahrscheinlichkeit eines Erdbebens mit ausreichend großer Schwere ist enorm vom Aufstellungsort [10]–[12] und den Aufstellungsbedingungen abhängig. Dem kurz- bis mittelfristigen Ausfall der Energieversorgung kann mittels einer unterbrechungsfreien Stromversorgung (USV) begegnet werden. Im Falle eines SMS kann die Energie zur Versorgung der Magnetlager bis herab zu einer niedrigen Drehzahl aus dem Gleichstromzwischenkreis der Wechselrichter entnommen werden, der auch im Falle eines Netzausfalls aus der kinetischen Energie des Rotors gespeist wird. Hierdurch wird eine externe Batteriebetriebene USV überflüssig und Kosten können eingespart werden.

Dem Ausfall der Magnetlager infolge eines durch Alterung defekten elektrischen Bauteils kann durch ausreichende Dimensionierung und Kühlung begegnet werden, was zu einer Reduktion der Ausfallraten innerhalb einer bestimmten Zeitdauer führt. Da es sich beim Ausfall elektrischer Komponenten um stochastische Prozesse handelt, kann ein vorzeitiger Ausfall nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Üblicherweise werden in den Elektronikkomponenten aktiver Magnetlager Schaltverstärker eingesetzt, in denen u. a. eine Vielzahl von Leistungshalbleiter und Elektrolytkondensatoren verwendet werden [13]. Deren Lebensdauer wird maßgeblich durch deren Temperatur bestimmt, weshalb die übliche Angabe einer zu erwartenden Zeit zwischen Fehlern (mean time between

---

failure = MTBF) meist nur unter der Annahme einer bestimmten Umgebungstemperatur, elektrischen Last und Kühlbedingung erfolgen kann [14]. Für die, als sehr ausfallsicher geltenden, Schaltnetzteile<sup>2</sup> der in dieser Arbeit verwendeten Magnetlagerendstufen, gibt der Hersteller bei einer Umgebungstemperatur von 40 °C und 10 A Ausgangsstrom 10 Jahre als MTBF an. Sie besitzen eine der Magnetlagerendstufe ähnliches Leistungsteil zur Regelung des Ausgangsstroms, welche maßgeblich die MTBF bestimmen. Eine Magnetlagerendstufe für die radiale Lagerung eines Rotors verfügt über mindestens vier separate Leistungsteile für die Steuerströme und zwei für die Vormagnetisierungsströme der minimal benötigten zwei Lagerebenen. Es ist aufgrund der wesentlich komplexeren Leistungselektronik der Magnetlagerendstufe anzunehmen, dass diese eine geringere MTBF aufweist als die zur deren Versorgung benötigten Schaltnetzteile. Mangels Bauteilerprobung und geringer Stückzahl kann die MTBF der verwendeten Magnetlagerendstufe nicht genauer quantifiziert werden. Daher wird abgeschätzt, dass mit mindestens einem alterungsbedingten Magnetlagerausfall in 10 Jahren Betriebszeit zu rechnen ist. Da der vorzeitige Austausch der Magnetlagerendstufe zumeist unwirtschaftlich erscheint, wird diese bis zum Ausfall betrieben (engl.: „run to failure“), womit in Kauf genommen wird, dass es zum Absturz des Rotors kommt. Die Lebensdauer eines SMS liegt typischerweise oberhalb von 10 Jahren, was dazu führt, dass neben unzulässigen externen Störungen auch alterungsbedingte Ausfälle des Magnetlagers zu erwarten sind. Ein sicheres Ausfallverhalten („fail safe“) eines SMS ist daher aus technischer Sicht wünschenswert und kann je nach Anwendung und Systemkosten auch ökonomisch erstrebenswert sein.

#### **1.4 Ökonomische Bedeutung der Fanglagerung**

Zur Erreichung einer hohen Wirtschaftlichkeit ist das Erreichen einer hohen speicherbaren Energie von Bedeutung. Der Energieinhalt eines SMS bestimmt, wie lange eine bestimmte elektrische Leistung erbracht werden kann und damit in welchen Anwendungsgebieten ein Einsatz überhaupt ökonomisch sinnvoll ist. Es ist daher sicherzustellen, dass die Tragfähigkeit des Fanglagersystems nicht die Drehzahl bzw. Energieinhalt des Rotors begrenzt.

Neben einem hohen Energieinhalt trägt die Zuverlässigkeit bzw. die Verfügbarkeit des Systems zur Wirtschaftlichkeit eines SMS bei. Ausfallzeiten sind grundsätzlich so gering wie möglich zu halten. Unabhängig von der Ursache des Ausfalls oder einer Überlast

---

<sup>2</sup> PULS CPS20.481 Schaltnetzteil mit 230 V AC Eingangsspannung.

---

des Magnetlagers führt dies unvermeidlich zum Absturz des Rotors und zum so genannten Rotor-Stator-Kontakt. Dieser führt infolge der Relativgeschwindigkeit der Oberflächen und der einhergehenden Reibung zu unerwünschtem Verschleiß und Ausfallzeiten infolge notwendiger Instandhaltungsmaßnahmen. Weiterhin kann der direkte Rotor-Stator-Kontakt, insbesondere bei erhöhten Drehzahlen, zu größeren Folgeschäden, bis hin zum Bruch von Strukturbauteilen und dem Totalausfall des SMS führen. Soll aufgrund von ökonomischen Überlegungen ein solcher Ausfall oder eine nötige Reparatur nach einem Absturz verhindert werden, sind mitigative Maßnahmen erforderlich, welche meist auf eine Minimierung der Reibung zwischen Rotor und Stator ausgerichtet sind. Typischerweise werden s. g. Fanglager hierfür eingesetzt, welche in unterschiedlichen Bauarten ausgeführt werden können. In Abbildung 2 wird das Fanglager als Wälzlager dargestellt, Gleitlager sind ebenso mögliche Maschinenelemente. Eine andere mitigative Maßnahme ist die Redundanz der von Ausfall bedrohten Komponenten. In [15] wird eine zweifach redundante Struktur der Magnetlagerendstufen vorgestellt, welche die Zuverlässigkeit des Magnetlagersystems erhöht. Ähnlich wie beim vorzeitigen Austausch sind hiermit allerdings auch ökonomische Nachteile infolge der höheren Bauteilkosten und gestiegenen Systemkomplexität verbunden. Hinzu kommt, dass die redundanten Komponenten ebenfalls einer Alterung unterliegen und somit die Ausfallrate nicht in dem Maße reduziert werden kann, wie sich die Kosten des Systems erhöhen. Einen Ansatz zur Steigerung der Zuverlässigkeit von SMS durch die s. g. kalte Redundanz der Magnetlager, bei der die redundanten Bauteile erst bei der Detektion eines Ausfalls Leistung erbringen müssen, ist in [16] gegeben.

In Bezug auf ein SMS ist davon auszugehen, dass die möglichen Schäden infolge eines Rotor-Stator-Kontakts bei erhöhter Drehzahl zu nicht unerheblichen Kosten für den Ersatz oder eine Instandsetzung des SMS führen und die zu erwartenden Ausfallzeiten ebenfalls unerwünschte Kosten verursachen. Der Anteil der Kosten von Rotor- und Stator Bauteilen, die einem Absturz direkt ausgesetzt sind, liegt eigenen Analysen zufolge bei 50 % der Gesamtkosten. Die erwarteten Systemkosten in einer Serienproduktion liegen vorrausichtlich zwischen 40.000 und 80.000 €<sup>3</sup>, während die Kosten eines geeigneten Fanglagersystems unterhalb von 3.000 € abgeschätzt werden.

Aus diesen Annahmen wird daher abgeleitet, dass für den wirtschaftlichen Betrieb eines SMS ein tragfähiges Fanglager zu entwickeln ist, welches einen oder mehrere Abstürze des Rotors widersteht ohne Folgeschäden zu verursachen. Die Ausfallzeit ist dadurch

---

<sup>3</sup> Annahme ist ein SMS mit 4-10 kWh und 50-200 kW in der Bauform der am IMS entwickelten Außenläufer

---

auf die Dauer des Magnetlagerausfalls zu begrenzen. Die Kosten für das Fanglagersystem sollen dabei deutlich unter den Kosten einer Instandsetzung nach einem Absturz ohne Fanglager liegen.

Durch tragfähige und langlebige Fanglager gelingt es, die Verfügbarkeit eines SMS unabhängig von stochastisch auftretenden externen Störungen und alterungsbedingten Magnetlagerausfällen, auf dem höchsten technisch möglichen Niveau zu halten und dem Betreiber einen ökonomischen Betrieb zu ermöglichen.



---

## 2 Schwungmassenspeicher in Außenläuferbauform

Der Rotor eines SMS in Außenläuferbauform besteht aus einem dickwandigen Hohlzylinder und weist keine zentrale Welle oder Nabenanbindung zu einer externen Welle auf. Der Stator befindet sich im Zentrum des Rotors und beinhaltet die nicht rotierenden Bauteile der Lager sowie der elektrischen Maschine. Die rotierenden Komponenten sind auf dem Innendurchmesser des Hohlzylinders angebracht. Diese Bauart bedingt spezielle Bauformen der Komponenten, was in der Praxis eine Neuauslegung erfordert, da die Komponenten zumeist nicht auf dem Markt erhältlich sind. In der wissenschaftlichen Diskussion existieren schon seit den frühen 1980er Jahren Überlegungen zu dieser Bauform [17]. Diverse Unternehmen und Forschungseinrichtungen veröffentlichten ähnliche Ansätze [18]–[21]. Andere als die am IMS entwickelten Systeme mit vollständig hohlzylindrischen Rotoren, welche real Energieinhalte im kWh-Bereich erreichen, sind nicht bekannt.

Eine umfassende Methode zur mechanischen und elektromagnetischen Auslegung von Antrieb und Magnetlager von SMS dieser Bauform liefert [22]. Der erste Funktionsnachweis als Energiespeicher erfolgt am IMS im Jahr 2012 mit dem HP180 genannten System mit einem 53 kg schweren Rotor, einem Innendurchmesser von 180 mm und einer erreichten Maximaldrehzahl von 21.000 U/min bei einem Energieinhalt von 0,48 kWh. Auf dem Funktionsprinzip basierend werden zwei weitere Systeme ETA290 und SWIVT290 mit vergrößertem Innendurchmesser, Rotorlänge und Energieinhalt entwickelt, um den Einsatz im industriellen und urbanen Umfeld zu demonstrieren. Einige Eigenschaften der drei aufgebauten Systeme sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Angabe der elektrischen Spitzenleistung bezieht sich auf den maximal zulässigen Phasenstrom der elektrischen Maschinen bei Maximaldrehzahl.

Das SWIVT290 System wurde zur Beeinflussung der elektrischen Lasten im Verteilnetz einer Wohnsiedlung und zur Steigerung der Netzverträglichkeit von neuen dezentralen Erzeugeranlagen entworfen. Hierfür wurde der Energieinhalt und die Energiedichte konstruktiv vergrößert<sup>4</sup>.

---

<sup>4</sup> Projekthomepage: <http://www.swivt.de/>, zuletzt abgerufen am 25.09.2018

Tabelle 1: Eigenschaften der am IMS entwickelten SMS in Außenläuferbauform

Eigenschaft	HP180	ETA290	SWIVT290	Einheit
Innendurchmesser Rotor	180	290	290	mm
Außendurchmesser Rotor	300	430	430	mm
Rotorlänge	500	602	850	mm
Rotormasse	53	156	173	kg
Maximaldrehzahl	21.000	14.100	17.500	U/min
maximaler Energieinhalt	0,48	1,31	2,41	kWh
el. Spitzenleistung	36	136	205	kW

Das ETA290 System wurde mit dem Ziel entwickelt, in einer Modellfabrik im Rahmen des Forschungsprojekts ETA-Fabrik<sup>5</sup> eine Glättung und Begrenzung des dynamischen elektrischen Lastgangs einer industriellen Fertigungsstraße zu bewirken. Der Aufbau des ETA290 Systems ist als CAD-Konstruktion in Abbildung 3 dargestellt. Die Komponenten des implementierten Fanglagersystems sind rot eingefärbt und werden in Kapitel 3.6 genauer erläutert.

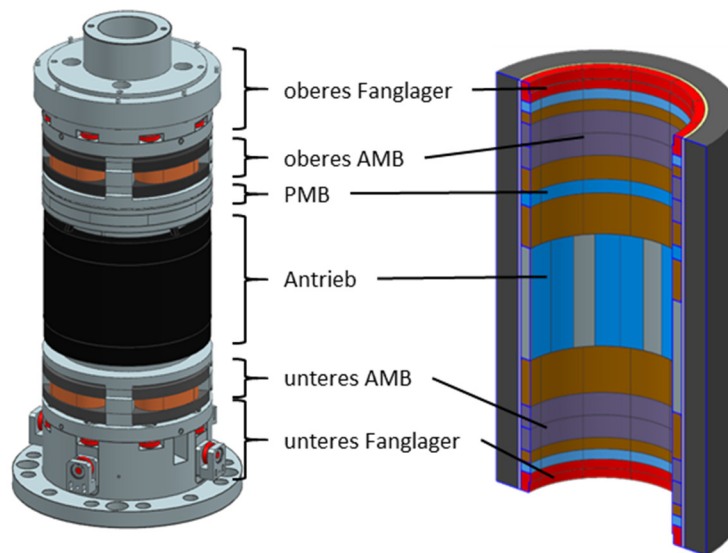


Abbildung 3: CAD-Konstruktion von Stator (links) und geschnittener Rotor (rechts) des Schwungmassenspeichers ETA290

Während die radiale Lagerung des Rotors durch zwei aktive Magnetlager übernommen wird, wird das Rotorgewicht durch ein permanentmagnetisches, passives Magnetlager (passive magnetic bearing = PMB) getragen, wodurch der Energieaufwand zur Levitation reduziert werden kann. Eine stabile, rein permanentmagnetische Lagerung eines Rotors ist laut des Earnshaw Theorems [23] nicht möglich.

Ein wesentlicher Vorteil der Außenläuferbauform ist die Konzentration der Masse zwischen möglichst großem Innenradius  $r_i$  und Außenradius  $r_a$ , was zu hohen

<sup>5</sup> Projekthomepage: <http://www.eta-fabrik.de/>, zuletzt abgerufen am 25.01.2019

gravimetrischen Energiedichten  $e$  führt, da die Masse eines Hohlzylinders  $m_H$  quadratisch, das Trägheitsmoment  $\Theta_H$  und damit der Energieinhalt  $E_{kin}$  in der vierten Potenz von den Radien abhängig ist. Durch Einsetzen von (2.1) und (2.2) in (1.1) ergibt sich der in Gleichung (2.3) dargelegte quadratische Zusammenhang von gravimetrischer Energiedichte und den Radien des Hohlzylinders. Die gravimetrische Energiedichte kann dabei als Maß für den kosteneffizienten Materialeinsatz zur Erreichung eines bestimmten Energieinhalts gewertet werden.

$$m_H = \rho \pi h \cdot (r_a^2 - r_i^2) \quad (2.1)$$

$$\Theta_H = m_H \cdot \frac{r_a^2 + r_i^2}{2} \quad (2.2)$$

$$e = \frac{E_{kin}}{m_H} = \frac{\frac{1}{2} \Theta_H \omega^2}{m_H} = \frac{r_a^2 + r_i^2}{4} \omega^2 \quad (2.3)$$

Die hohe Energiedichte wird bei einem Außenläufer mit einem sehr biegesteifen Rotor erreicht, was für die Regelung der aktiven Magnetlager vorteilhaft ist, da die biegeelastischen Eigenfrequenzen deutlich oberhalb der Betriebsdrehfrequenzen liegen. Rotortopologien mit einer vergleichsweise dünnen Welle und einer über eine Nabenstruktur angebundenen großen Schwungmasse neigen dazu, eine oder mehrere unerwünschte Eigenformen im Betriebsbereich zu haben, was zu rotordynamischen Einschränkungen führt oder besondere Maßnahmen zur Reduktion der Schwingungen erfordert.

Bis auf die Ausnahme von sehr schlanken Außenläuferrotoren lässt sich die Gestalt des Rotors in weiten Grenzen variieren, was es ermöglicht unterschiedliche Energieinhalte durch Variation von Wanddicke und Rotorlänge mit dem gleichen Durchmesser der Statorkomponenten zu erreichen. Dies ermöglicht es dem Konstrukteur die elektrische Leistung und den Energieinhalt in Bezug auf Systemkosten und Betriebsverluste zu optimieren und eine Übererfüllung von Anforderungen zu vermeiden.

## 2.1 Aufbau und Herstellung

Das steife Design des Rotors wird durch die angestrebten großen Durchmesser erreicht. Dazu trägt vor allem der Außendurchmesser  $D_a$  in der vierten Potenz zum Widerstandsmoment gegen Biegung  $W_b$  bei, was anhand von Gleichung (2.4) ersichtlich wird worin  $D_i$  der Innendurchmesser des Rotors ist.

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - D_i^4}{D_a} \quad (2.4)$$

Die eigentliche Schwungmasse besteht bei den am IMS konzipierten Außenläufern aus einem Faser-Kunststoff-Verbund (FKV), welcher neben seiner hohen Steifigkeit eine niedrige Dichte aufweist. Der im industriellen Wickelprozess kostengünstig hergestellte FKV<sup>6</sup> weist hauptsächlich in Umfangsrichtung abgelegte hochfeste Kohlefasern auf, welche in einer duroplastischen Matrix eingebettet sind. Während des Wickelprozesses wird der Verbund mehrmals zwischengehärtet und anschließend auf eine Glasübergangstemperatur von 125 °C getempert. Hierdurch wird der Erhalt der mechanischen Eigenschaften des FKV bis zu dieser Temperatur gewährleistet. Das mehrmalige Zwischenhärtungen verhindert u. a., dass interlaminaire Vorschädigungen wie Delaminationen durch den Härteschrumpf der Polymermatrix in dem dickwandigen Verbund auftreten [24]. Auf dem Innendurchmesser des FKV werden die rotierenden Komponenten der Magnetlager und des Antriebs, welche Einbauten genannt werden, montiert. Die für den Energieinhalt nachteilige geringe Dichte des FKV wird durch die hohe spezifische Festigkeit kompensiert. Die hohe spezifische Festigkeit ermöglicht es, den dichte- und drehzahlabhängigen Fliehkraftbelastungen im Rotor zu widerstehen, wodurch hohe gravimetrische Energiedichten ermöglicht werden. Die Fliehkraft erzeugt im FKV tangentielle Dehnung, welche bis zur Bruchdehnung bei etwa 1% gesteigert werden können. Da die Einbauten den gleichen Dehnungen wie der FKV ausgesetzt sind, aber bei Weitem nicht die gleiche Festigkeit aufweisen, werden diese am Umfang segmentiert. Die Segmentierung verhindert durch die freien Randbedingungen der Einzelsegmente den tangentialen Spannungsaufbau. Dabei führt die Segmentierung unter Drehzahl zu tangentialen Spalten, da die am Innendurchmesser des FKV fixierten Segmente dessen radialer Dehnung folgen. Die radiale Aufweitung und die tangentielle Spaltbildung müssen bei der Auslegung des Magnetlagers und des Antriebs berücksichtigt werden.

## 2.2 Auslegung

Die mechanische und dynamische Auslegung hat das Ziel, den Rotor des SMS auf eine maximal zulässige Drehzahl beschleunigen zu können, um den Energieinhalt des Speichers zu maximieren. Der Drehzahl sind dabei durch die erwarteten Festigkeiten des

<sup>6</sup> Bei industrieller Serienfertigung kann von etwa 22 €/kg gewickelter und gehärteter FKV-Schwungmasse ausgegangen werden

---

FKV, durch die radiale Aufweitung des Rotors oder der Tragfähigkeit des Fanglagers Grenzen gesetzt.

Während die zulässigen Spannungen in tangentialer Richtung bei der Verwendung hochfester Kohlefasern durch die Umfangswicklung deutlich über den an aktuellen Systemen auftretenden Spannungen liegen und zudem durch experimentelle Zugversuche sehr gut bekannt sind, stellen die zulässigen Spannungen in radialer Richtung eine deutlich größere Einschränkung des Drehzahlbereichs dar. Hauptgrund hierfür sind die starke Orthotropie des FKV, welcher im Vergleich zu den hohen faserparallelen (tangential im Bauteil) Festigkeiten, niedrige und vor allem temperaturabhängige Festigkeiten quer zur Faserrichtung (radial im Bauteil) aufweist [25]. Die Einbauten erzeugen infolge der Fliehkraft einen radialen Druck im FKV weshalb bei den hier untersuchten Rotoren kein Zug quer zur Faserrichtung auftritt. Bei Rotoren mit deutlich dickwandigerem FKV treten diese Zugspannungen auf und müssen entsprechend bei der Auslegung berücksichtigt werden. Die am IMS realisierten Systeme sind auf einen zulässigen radialen Druck  $p_{zul}$  am Innendurchmesser des FKV ausgelegt. Das zu erwartende Versagen des Verbunds wird nach Puck [26] als quer-quer-Schubbruch beschrieben und ist stark von Fertigungseinflüssen, Temperatur und der Lasthistorie abhängig. Da kein Wissen über das Bruchverhalten vergleichbarer Rotoren vorhanden ist, kann ein Bruch nicht toleriert werden, selbst wenn es nicht zu einer globalen Desintegration der Rotorstruktur kommt. Da insbesondere die Zyklenfestigkeit des Bauteils bei quer-quer-Schubbelastung bei erhöhten Temperaturen noch Bestandteil der Forschung ist, kann zur Auslegung aktuell nicht auf Literaturwerte zurückgegriffen werden. Dies hat zu Folge, dass auf konservativ abgeschätzte zulässige Querdruckspannungen ausgelegt wird. Bei gegebenen Innen- und Außenradien  $r_{i,Eb}$  und  $r_{a,Eb}$  sowie bekannter Dichte der Einbauten  $\rho_{Eb}$  kann mittels Gleichung (2.5) die zulässige Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{zul}$  bei Erreichen des zulässigen Querdrucks  $p_{zul}$  hinreichend genau abgeschätzt werden (vgl. [22]). Der Berechnung liegt die Annahme zugrunde, dass es sich bei den Einbauten um am Umfang segmentierte Bauteile oder um Materialien mit niedrigem E-Modul handelt in denen keine oder nur geringe tangential Zugspannungen auftreten.

$$\omega_{zul} = \frac{\sqrt{p_{zul} \cdot 3 \cdot \frac{r_{a,Eb}}{r_{a,Eb}^3 - r_{i,EB}^3}}}{\rho_{Eb}} \quad (2.5)$$

Basierend auf Erfahrungswerten der Entwicklungspartner wird ein zulässiger Querdruck von 50 MPa gewählt, welcher die maximale Drehzahl bestimmt. Erste, innerhalb eines Forschungsprojekts durchgeführte, statische Messungen zeigen Festigkeiten oberhalb von 300 MPa bei 20 °C Umgebungstemperatur. Bei zyklischer Beanspruchung konnten an speziell ausgelegten Flachproben im 4-Punktbiegeversuche mit mehr als 200 MPa Querdruck über 200.000 Zyklen ohne Bruch oder gestiegener Nachgiebigkeit gemessen werden. Diese vorläufigen Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass höhere Drehzahlen auch betriebsfest möglich sind. Mit einer als realistisch erreichbar angenommenen Verdopplung von  $p_{zul}$ , steigt die zulässige Drehzahl um den Faktor  $\sqrt{2}$  was zu einer Verdopplung des möglichen Energieinhalts führt, wie anhand von Gleichung (1.1) und (2.5) nachvollzogen werden kann. Zur Absicherung dieser Annahme werden aktuell weitere statische und zyklische Bauteilprobungen unternommen, um Fertigungs- und Temperatureinflüsse dickwandiger Wickelkörper besser bewerten zu können.

Bei einer weiteren Steigerung der zulässigen Winkelgeschwindigkeit wird die Berücksichtigung der radialen Aufweitung deutlich wichtiger für die Auslegung von Antrieb und Magnetlagern. Es muss gewährleistet sein, dass deren maximal notwendige Stellaktivität über den anwachsenden Spalt im magnetischen Fluss abgegeben werden kann. Die Aufweitung infolge der Fliehkraft kann unter der Annahme eines linear elastischen Materialverhaltens in guter Näherung aus der tangentialen Spannung  $\sigma_t$  am Innenradius  $r_{i,FKV}$  des FKV und dem Elastizitätsmodul  $E_t$  in tangentialer Richtung mit Gleichung (2.6) berechnet werden. Als Obergrenze kann eine zulässige Spannung formuliert werden oder sie wird direkt durch die Auslegung des Antriebs bzw. der Lager vorgegeben.

$$\Delta r = r_{i,FKV} \frac{\sigma_t(r_{i,FKV})}{E_t} \quad (2.6)$$

Wird beispielhaft für  $E_t$  ein Wert von 118.176 MPa<sup>7</sup> und eine zulässige Spannung von 740 MPa angenommen (vgl. [22]) ergibt sich für den Innenradius des FKV Rotors von 145 mm eine radiale Aufweitung um 0,9 mm.

Auch für die Auslegung der Fanglagerung hat eine radiale Dehnung des Rotors Auswirkungen, da sich hierdurch der freie Bewegungsraum des Rotors vergrößert, was Einfluss auf das dynamische Verhalten des Rotors im Fanglager hat.

<sup>7</sup> Wert gilt für unidirektionalen duroplastischen Standardkohlefaserverbund mit einem Faservolumenanteil von 48 % (vgl. [27] )

---

Eine Begrenzung der möglichen Rotordrehzahl durch die verwendeten Fanglager ist möglich, sofern unzulässige Lasten oder Temperaturen bei einem Absturz erwartet werden müssen. Diese können nur schwer exakt vorhergesagt werden, da es sich um komplexe nichtlineare Systeme handelt. Aus diesem Grund sind experimentelle Untersuchungen notwendig, um eine Beschränkung der Rotordrehzahl aufgrund der Begrenzungen des Fanglagers festzustellen bzw. zu eliminieren.

### **2.3 Einsatzgebiete von Schwungmassenspeichern**

Schwungmassenspeicher eignen sich besonders für Einsatzgebiete in denen häufige Energieaufnahmen oder -abgaben gefordert werden. Beispiele hierfür sind die Netzfrequenzregelung in Insel- oder Verbundnetzen unterschiedlicher Größe. Im produzierenden Gewerbe ist der Einsatz sinnvoll, sofern große Antriebe von Werkzeugmaschinen oder Hebezeugen An- und Abfahrvorgänge durchführen und Überschreitungen von Netzkapazitäten wahrscheinlich sind bzw. bei Bremsvorgängen kinetische Energie ohne Rückspeisung rekuperiert werden soll. Damit Energiespeicher sinnvoll eingesetzt werden können, ist zunächst zu überprüfen, ob die gegebene Leistungszeit zu den gegebenen oder erwarteten Lastprofilen passt. Die Leistungszeit beschreibt die maximale Zeit, in der ein Energiespeicher seine maximale elektrische Leistung abrufen kann, bis ein minimaler oder maximaler Ladezustand erreicht wird. Bei modernen kinetischen Energiespeichern liegt die Leistungszeit zwischen 30 Sekunden und 15 Minuten. Ist die Leistungszeit größer als die Dauer der angenommenen Spitzenlast, können die Anzahl der Speicher und die elektrische Leistung der Maschine angepasst werden, um eine Überdimensionierung zu vermeiden und die Speichereffizienz zu steigern. Liegt die geforderte Leistungszeit über der technisch möglichen, kann dem durch Steigerung der Speicheranzahl und eine koordinierte Ansteuerung begegnet werden.

Im Folgenden werden verschiedene Einsatzgebiete genauer erläutert, in denen SMS aufgrund ihrer Eigenschaften eine besonders gute Eignung aufweisen. Alle genannten Einsatzgebiete zählen zum industriellen Gewerbe bzw. der Energiewirtschaft, in denen der Ausfall eines SMS einen Rückgang oder gar ein Ausbleiben der eigentlichen Wertschöpfung des Betreibers bedeutet. Im Falle von Netzdienstleistungen ist sogar der Ausfall der Stromversorgung in einem ausgedehnten Gebiet zu befürchten. Um diese Ausfallzeiten für Betreiber und Kunden möglichst gering zu halten oder gar obsolet zu machen, sind tragfähige und langlebige Fanglager notwendig bzw. tragen zum ökonomischen Erfolg der Betreiber bei.



---

### 2.3.1 Vergleich mit elektrochemischen Energiespeichern

Gegenüber elektrochemischen Speichermedien wie Lithium-Ionen-Batterien weisen SMS vor allem Kostenvorteile infolge des höheren Wandlungswirkungsgrads während der Nutzungsphase auf. Infolge der Zellalterung, welche einen zeitabhängigen Anstieg des Zellinnenwiderstands bewirkt, reduziert sich der Wandlungswirkungsgrad über der Nutzungszeit. Weiterhin bewirkt die Alterung eine Reduktion der speicherbaren Kapazität und macht nach Unterschreitung einer bestimmten Restkapazität eine Neuanschaffung erforderlich [28]. In leistungsintensiven Anwendungen ist bei ausreichender Kühlung eine Lebensdauer der Zellmodule von drei bis acht Jahren zu erwarten. Bei SMS kann, weitestgehend unabhängig von der Lasthistorie, von mindestens 15 Jahren Lebenserwartung der Stator und Rotorbauteile ausgegangen werden (vgl. [3]). Ein vorzeitiger alterungsbedingter Austausch oder eine Reparatur der Leistungselektronik ist sowohl beim elektrochemischen wie beim kinetischen Speichersystem zu erwarten, weshalb hier keine der beiden Technologien einen Vorteil aufweist. Nachteilig wirkt sich bei den heute verfügbaren Batterietechnologien die nur begrenzt variable C-Rate aus. Die C-Rate gibt das Verhältnis von abgegebenem Strom, gegeben in Ampere, zu vorhandener Kapazität, gegeben in Amperestunden, an. Üblicherweise liegt die C-Rate bei stationären Batteriesystemen bei ungefähr  $1\text{ h}^{-1}$ . Hochleistungszellen sind zwar in der Lage höhere C-Raten zu leisten, weisen dabei allerdings geringere Lebensdauern auf. Um dem entgegen zu wirken, werden bei leistungsintensiven Lastprofilen größere Batteriekapazitäten als physikalisch benötigt installiert, was die C-Rate und Entladetiefen der Zellen senkt. Aus der kapazitiven Überdimensionierung resultieren zusätzliche Anschaffungskosten und erhöhter Platz- sowie Kühlbedarf.

Bei weniger leistungsintensiven Speicherlastprofilen und vor allem bei langen Leerlaufzeiten ohne Leistungsanforderung sind hingegen die meisten elektrochemischen Speichermedien gegenüber Schwungmassenspeichern im Vorteil. Zum einen sinken die Zellpreise von Li-Ionen bezogen auf deren Kapazität infolge steigender Produktionsmengen voraussichtlich auf ein Niveau von 100-200 €/kWh, was einen regelmäßigen Austausch weniger unwirtschaftlich macht. Zum anderen sind die elektrischen Leerlaufverluste eines SMS bei mittlerem Ladezustand im Falle der am IMS untersuchten Systeme<sup>8</sup> mit etwa 850 bis 1000 W höher als der Verbrauch einer Ladeelektronik einer

---

<sup>8</sup> Enthält Vakuumpumpe, Magnetlager, Leerlaufverluste des Antriebwechselrichters, Rotorverluste infolge von Ummagnetisierung eines Versuchssystems mit 100 kW und 5 kWh



---

Batterie vergleichbarer Leistung, welcher bei zwischen 60 und 240 W<sup>9</sup> abgeschätzt wird. Zur Berechnung der resultierenden Betriebskosten müssen, neben dem noch zu bestimmenden Kühlbedarf, die Verluste eines bidirektionalen Netzwechselrichters sowohl bei einem SMS als auch einer Batterie berücksichtigt werden.

### **2.3.2 Stützung industrieller Großantriebe**

Im industriellen Umfeld existiert vor allem bei Anlagen, in denen leistungsstarke Antriebe verwendet werden, welche mindestens 20 % der Netzanschlussleistung belegen und nicht mit anderen Antrieben harmonisiert werden können, ein geeignetes Einsatzgebiet für SMS. Beispiele hierfür sind große Dreh- und Fräsmaschinen, Großpressen und Krananlagen, deren Hauptantrieb häufig An- und Abfahrvorgänge durchführt. Mit dem Ziel diese Lasten zu glätten, zu beschränken oder Bremsenergie zu nutzen, können SMS eingesetzt werden. Infolge des geglätteten Lastgangs werden Leistungsspitzen reduziert, welche zu einer Überlastung der Netzinfrastuktur führen und Stromausfälle oder vorübergehende Spannungseinbrüche verursachen.

Grund für die gute Eignung von SMS ist ihre hohe Effizienz bei der kurz- bis mittelfristigen Speicherung von Energie und hohen elektrischen Leistungsanforderungen. Werden mehrmals pro Stunde diese Leistungsanforderungen gestellt, kann ein SMS aufgrund seiner zyklen- und alterungsunabhängigen Lebensdauer einen energieeffizienten und damit ökonomisch vorteilhaften Beitrag zur Sicherstellung der Netzstabilität und zur Produktivität in der Industrie leisten. Insbesondere in Gebieten mit schwacher Netzinfrastuktur und häufigen lokalen oder überregionalen Stromausfällen trägt der durch SMS geglättete Lastgang einer Industrieanlage zur allgemeinen Versorgungssicherheit bei.

### **2.3.3 Unterbrechungsfreie Stromversorgung**

Ein verbreitetes Einsatzgebiet für SMS ist das Überbrücken der Anlaufzeit von Notstromdieseln für sicherheitskritische Anlagen, da hier teilweise Leistungsanforderungen im MW-Bereich für Überbrückungszeiten von 10-40 Sekunden gefragt sind. Da der Ladezustand des Energiespeichers immer bekannt und zuverlässig abrufbar sein muss, haben sich hier SMS neben elektrochemischen Speichern etabliert. Der Ladezustand ist über die Drehzahl des Rotors bestimmbar und der Zustand des elektrischen Antriebs ist gut beobachtbar. Elektrochemische Speicher weisen dieses Zustands-Monitoring und die Zuverlässigkeit nicht auf oder müssen sehr konservativ und damit kostenintensiv

---

<sup>9</sup> Annahme: 50% des max. Versorgungsstroms eines DC-DC-Stellers der Baureihe SINAMICS DCP mit 30 bzw. 120 kW

---

gewartet werden. Bekannte SMS-gestützte USV-Anlagen werden von der deutschen Piller Group GmbH, deren Tochterunternehmen Active Power und dem französischen Unternehmen Socomec vertrieben. Die amerikanische Firma Calnetix Technologies LLC vertreibt unter dem Namen Vycon USV-Systeme, in denen ein ursprünglich zur Rekuperation entwickelter, magnetgelagerter SMS als alleiniger Energiespeicher mit einer Leistung von 900 kW verwendet wird. Neben der hohen Zuverlässigkeit verspricht der Hersteller neben geringen Betriebskosten auch ein, im Vergleich zu Batterien, geringeren Kühl- und Platzbedarf.

#### **2.3.4 Integration erneuerbarer Energie**

Schwungmassenspeicher können einen Beitrag zur Erhöhung der Integrationsfähigkeit erneuerbarer Energie (EE) in Versorgungsnetze leisten. Insbesondere in Inselnetzen sind SMS einsetzbar, um im Leerlauf oder Teillast befindliche, ineffiziente Diesellaggregate für die Stromerzeugung abschalten zu können, sofern genügend günstiger zu produzierende EE vorhanden ist. Entfällt die Produktion des erneuerbaren Stroms, gleichen SMS die verminderte Energieproduktion für einen kurzen Zeitraum aus. Währenddessen werden, wie beim Einsatz in einer USV Anlage, die abgeschalteten Diesellgeneratoren gestartet und gehen in den Netzsynchronbetrieb über, wo sie für die Dauer der verminderten EE-Produktion verbleiben [29]. Aufgrund der möglichen Leistungszeiten, welche sich sehr gut mit den Anfahrzeiten von Diesellgeneratoren decken sowie der hohen Zuverlässigkeit auch bei widrigen Umwelteinflüssen befinden sich aktuell mehrere Systeme hierzu in der Erprobung. Dabei wird auch ihre Funktionalität zur Netzfrequenzhaltung untersucht. Der ökonomische Nutzen entsteht maßgeblich durch die Reduktion des Dieserverbrauchs zur Stromerzeugung. In Inselnetzen mit aufwendiger Diesel-Versorgungssituation führt dieser zu volatilen und oft wesentlich höheren Stromgestehungskosten, während Photovoltaik und Windenergie günstigere Energiequellen sind [30]. Um den Kostenvorteil der EE nutzen zu können, ist eine Absicherung der Erzeugungs-Volatilität mittels Speichersystemen kosteneffizient durch zuverlässige SMS darstellbar [31].

#### **2.3.5 Netzfrequenzregelung**

Bei der Netzfrequenzregelung findet ein Ausgleich von verbrauchter und erzeugter Energie in einem elektrischen Netz statt. Steigt in einem Netz der Verbrauch über die Erzeugung, sinkt die Netzfrequenz, da die synchron laufenden Generatoren infolge der höheren Last verlangsamen. Die kinetische Energie, welche in der Drehzahländerung der im System befindlichen Synchrongeneratoren enthalten ist, gleicht dabei zum Teil

---

das Erzeugungsdefizit aus, bis die nur langsam regelbare Erzeugung der meist thermisch verwerteten Primärenergiequellen wieder angehoben werden kann. Sinkt der Verbrauch unter die erzeugte Leistung, geschieht der gegenteilige Effekt. Im europäischen Verbundnetz wird aktuell der Großteil dieses Ausgleichs automatisch durch die Rotationsenergie der Generatorstränge sowie durch besonders qualifizierte Großkraftwerke (Primärregelleistung) erbracht. Marktgesteuerte Regelmechanismen greifen bei unzulässigen Frequenzabweichungen ab einer Dauer von 30 Sekunden (Sekundärregelleistung) ein. Ab einer unzulässigen Abweichung von mehr als 15 Minuten wird die Minutenreserve (Tertiärregelleistung) eingesetzt, um die Kapazitäten der Primär- und Sekundärregelung wieder freizugeben. Die für die Netzstabilität verantwortlichen Übertragungsnetzbetreiber gleichen Leistungsunterschiede in ihrem Bilanzkreis zur Frequenzhaltung durch den Zukauf von positiver und negativer Regelleistung aus. Dies erfolgt in Deutschland über Ausschreibungen auf einer Onlineplattform<sup>10</sup>. Kann die Frequenz nicht im zulässigen Bereich gehalten werden, sind großflächige Stromausfälle infolge der Abtrennung bestimmter Netze zu befürchten. Die Kosten für Stromausfälle in Deutschland können anhand des Value of Lost Load (VoLL), der auf Unternehmensebene das monetäre Niveau an regionaler Wertschöpfung, welches pro verbrauchten kWh im Jahresdurchschnitt erzeugt wird, berechnet werden. Die Kosten können mittels statistischer Daten und auf eine Region aggregiert werden. In Ballungsräumen wie Berlin kann ein einstündiger Stromausfall um 12 Uhr mittags gesamtwirtschaftliche Kosten in Höhe von 22,74 Mio. Euro verursachen [32]. Auf Unternehmensebene schwanken die Kosten dabei allerdings individuell je nach Branche und Uhrzeit stark. Mit der zunehmenden Penetration von Erzeugung aus intermittierenden, erneuerbaren Energieerzeugungsformen und dem gleichzeitigen Rückgang von Großkraftwerkskapazitäten, z. B. durch den Ausstieg Deutschlands aus der Kernenergie, steigt im europäischen Verbundnetz zunehmend der Bedarf an Regelleistung. Die häufiger auftretenden Regeleingriffe der Übertragungsnetzbetreiber lassen enorme Kosten entstehen, die an die Stromkunden weiter gegeben werden [33].

Die vom Verband Europäischer Übertragungsnetzbetreiber (ENTSO-E) festgelegte zulässige Frequenzabweichung von der Normalfrequenz 50 Hz beträgt  $\pm 200$  mHz. Außerhalb eines Totbands von  $\pm 20$  mHz greifen die Mechanismen der Frequenzregelung [34]. Im Jahr 2015 war dies in ca. 30 % der Zeit der Fall, während die Dauer der Abweichungen typischerweise zwischen 1-5 Minuten betragen. Je nach Ansteuerung

---

<sup>10</sup> <https://www.regelleistung.net/> zuletzt abgerufen am 04.02.2018

---

des Speichers kommen im Jahr zwischen 5000 und 15000 Zyklen zustande, bei denen ein SMS 50 bis 100 % seiner Kapazität nutzt. Aus technischer Sicht kann diese Regelleistung bereits heute von SMS erbracht werden, da das Anforderungsprofil zur Erbringung der Regelleistung gut erfüllt wird. Das aktuelle Regelwerk der europäischen Übertragungsnetzbetreiber setzt allerdings hohe Hürden zur Teilnahme am Regelleistungsmarkt an Speicher. Zudem ist der Regelleistungsmarkt durch Großkraftwerke annähernd gesättigt, somit finden aktuell erste Pilotprojekte zur Demonstration des Leistungsvermögens von SMS statt [35]–[37]. Die geforderten Leistungszeiten zur Präqualifikation von Energiespeichern zur Erbringung von Primärregelleistung liegen bei über einer Stunde und sind daher maßgeblich auf Batteriespeicher zugeschnitten [38]. Der kommerzielle Betrieb eines 15 MW Batterieparks in Schwerin zeigt [39], dass der ökonomische Betrieb solcher Anlagen möglich ist, während SMS der Zugang erheblich erschwert ist.

In einigen nordamerikanischen Netzen wird hingegen durch dynamische Steuersignale zur Leistungsregelung von Erzeuger- und Speicheranlagen ein heute schon ökonomischer Betrieb von SMS zur Frequenzregelung im Multimegawatt-Bereich praktiziert [40], [41]. Dabei findet ein Wettbewerb zwischen unterschiedlichen Speichertechnologien und variablen Erzeugungsanlagen statt, der entsprechend des real erbrachten Stabilisierungsbeitrags vergütet wird [42]. Dieser Wettbewerb findet infolge der europäischen Präqualifikationsanforderungen nicht statt, weshalb die Vorteile der hohen Speichereffizienz der niedrigen Betriebskosten und hohen Lebensdauer von SMS nicht genutzt werden können.

---

## 3 Fanglager

Fanglager sind Maschinenelemente, deren Zweck die Vermeidung von Schäden infolge unzulässiger Auslenkungen von Rotorbauteilen ist. Unzulässig große Auslenkungen können beispielsweise durch Biegeschwingungen bei Resonanzdurchfahrten oder große Unwuchten auftreten. Bei magnetgelagerten Rotoren können zusätzlich Fehlfunktion, Überlast oder der Ausfall der Energieversorgung zu unzulässigen Auslenkungen führen (vgl. Kapitel 1.3).

Unzulässige Auslenkungen führen zu einem Kontakt des Rotors mit Statorbauteilen. Ein solches Ereignis wird als Rotorabsturz bezeichnet. Durch das Platzieren der Fanglager, etwa auf halber Spaltbreite, wird verhindert, dass ein Anstreifen oder Anlaufen des Rotors am Stator zu Verschleiß oder hohen dynamischen Kräften und plastischen Verformungen führt. Im Normalbetrieb haben Fanglager keinen Kontakt zum Rotor. Die Dauer eines Absturzes kann sehr kurz ausfallen, falls die Tragfähigkeit des Magnetlagers unmittelbar wiederhergestellt werden kann. Ist dies wegen einer andauernden Störung oder einer Kraftbegrenzung bzw. Instabilität der Magnetlagerregler nicht möglich, wird der Rotor meist aktiv in den Stillstand gebremst, um Verschleiß und Folgeschäden zu vermeiden.

Fanglager bestehen üblicherweise aus Wälz- oder Gleitlagern und können, je nach Ausführung, radiale und axiale Kräfte aufnehmen. Bei Gleitlagern ist von höheren Reibkräften während eines Absturzes auszugehen. In [43] wird durch simulativen Vergleich von Wälz- und Gleitlagern gezeigt, dass die Bewegungsintensität des Rotors im Gleitfanglager deutlich stärker ist und wesentlich höhere Lagerlasten auftreten als bei der Verwendung von Wälzfanglagern. Dies wird mit geringeren Reibkräften des Wälzfanglagers erklärt. Nach Abschluss des Synchronisierungsvorgangs der anfangs unterschiedlichen Oberflächengeschwindigkeiten von Wälzlagerring und Rotor, überwiegt die dissipationsärmere Wälzreibung im Lager, während die anfangs intensive Gleitreibung zwischen Rotor und Lager stark abnimmt. Nachteilig wirkt sich der Synchronisierungsvorgang auf die Lagerkomponenten der Wälzlager aus, welche sehr hohen Beschleunigungen ausgesetzt werden, was zu Schäden an Käfigen und Wälzkörpern führen kann. Käfige werden im Wälzlager zur Führung und Separation der Kugeln eingesetzt, womit eine gleichmäßigere Lastverteilung und ruhigerer Lagerlauf erreicht

---

wird. Gleichzeitig trägt der Käfig zur Senkung der Reibung und des Verschleißes im Wälzlager bei. Kommt es jedoch zu einem Käfigschaden, kann je nach Ausprägung, die Reibung im Lager bis hin zur Blockade ansteigen. Um Käfigschäden zu vermeiden, werden diese bei Fanglageranwendungen oft entfernt und der Kugelsatz soweit vervollständigt, bis keine weitere Kugel mehr Platz im Lager findet. Es wird von käfiglosen oder vollkugeligen bzw. vollrolligen Lagern gesprochen. Um den reibintensiven Synchronisierungsprozess weiter zu verkürzen, werden keramische Wälzkörper z.B. aus Siliciumnitrit ( $\text{Si}_3\text{Ni}_4$ ) eingesetzt, welche eine 60% geringere Dichte als Stahlkugeln aufweisen. Lager mit Laufringen aus Stahl und keramischen Wälzkörpern werden als Hybridlager bezeichnet. Nachteilig wirken sich keramische Kugeln auf die verminderte Wärmeleitung im Lager aus. Positiv ist die verminderte spezifische Wärmedehnung von Keramikugeln gegenüber Stahlkugeln zu bewerten. Hybridlager weisen zudem ein sehr gutes Notlaufverhalten auf, wenn kein oder zu wenig Schmierstoff vorhanden ist (vgl. [44]). Grund hierfür ist u. a., dass es nicht zu lokalen Verschweißungen zwischen den Stahlringen und den Keramikugeln kommen kann. Bei hohen Pressungen in Stahlslagern kann dies auftreten, wenn kein Schmiermittel die Wälzkörper und Ringe trennt [45]. Dies ist deshalb für Fanglager von Bedeutung, da in vielen Anwendungsfällen aufgrund der Umgebungsbedingungen auf ein Schmiermittel verzichtet wird. In den am IMS untersuchten SMS werden aufgrund der auftretenden Beschleunigungen und der Vakuumumgebung käfiglose Hybridkugellager mit dem nicht ausgasenden Feststoff-Schmiermittel Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ) verwendet.

### **3.1 Eigenverhalten gyroskopischer Rotoren**

Auf einen magnetgelagerten Rotor wirken allgemein seine Gewichtskraft, Unwucht bedingte Massekräfte und die Lagerkräfte der Magnetlager. Aerodynamische oder mechanische Prozesskräfte, die ebenfalls einen starken Einfluss haben können, treten beim SMS im Vakuum nicht in Erscheinung. Bei SMS wird die Rotationsachse typischerweise vertikal ausgerichtet, um umlaufende Biegespannungen der statischen Durchbiegung zu eliminieren und um die Gewichtskraft über dedizierte Axiallager aufnehmen zu können. Unwuchtkräfte resultieren aus einer ungleichförmigen Massenverteilung am Umfang und laufen synchron mit dem Rotor um.

Aus den Steifigkeitseigenschaften des Magnetlagers und der Massenverteilung im Rotor ergibt sich ein Eigenverhalten mit den charakteristischen Eigenfrequenzen des starren Rotors, welche im Falle gyroskopischer Rotoren auch von der Drehzahl abhängen.

Die Gyroskopie beschreibt das Bestreben eines Rotors, seinen Drehimpuls zu erhalten. Als Drehimpuls oder Drall  $\vec{L}$  wird das Kreuzprodukt von Bewegungsradius  $\vec{r}$  und dem Impuls  $\vec{p}$  eines Massepunktes der Masse  $m$  und der Geschwindigkeit  $\vec{v}$  nach Gleichung (3.1) definiert.

$$\vec{L} = \vec{r} \times \vec{p} = \vec{r} \times m\vec{v} \quad (3.1)$$

Das als Drallsatz bekannte physikalische Gesetz in Gleichung (3.2) beschreibt, dass die zeitliche Ableitung des Dralls  $\dot{\vec{L}}$  eines Körpers der Summe der angreifenden Momente entspricht.

$$\dot{\vec{L}} = \sum_i \vec{M}_i \quad (3.2)$$

Wird die Rotationsachse und damit die Masse eines Rotors aufgrund nachgiebiger Lagerung oder durch Biegeverformung verschoben, treten infolge der Drehimpulserhaltung Reaktionsmomente auf, welche der Änderung des Drehimpulses entgegenwirken und die Lage der Rotorachse verschieben können. Die Gyroskopie beeinflusst damit drehzahlabhängig das Eigenverhalten des Rotors. Je größer das polare gegenüber dem axialen Massenträgheitsmoment ist, desto gyroskopischer und drehzahlabhängiger wird das Eigenverhalten des Rotors.

Die so genannten Starrkörpereigenmoden eines Rotors teilen sich bei isotropen Lagern in drei translatorische (zwei radiale, eine axiale) und drei rotatorische auf, wobei die ungefesselte Mode um die Längsachse des Rotors hier vernachlässigt wird (vgl. [4], [23]). Wie auch Biegeeigenfrequenzen spalten sich die rotatorischen Starrkörpereigenmoden aufgrund gyroskopischer Effekte in eine gleichlaufende und gegenlaufende Komponente auf. Für die Aufspaltung ist insbesondere das Verhältnis  $k_\theta$  von polarem zu axialem Massenträgheitsmoment von Bedeutung. Bei SMS, insbesondere bei hohlzylindrischen Außenläufern, liegt das Verhältnis bedingt durch die typischerweise großen polaren Trägheitsmomente höher als beispielsweise bei eher länglich ausgedehnten Turbomaschinen oder Werkzeugspindeln. Bei den entwickelten Schwungmassenspeichern in Außenläuferbauform liegt das Verhältnis zwischen 0,65 (ETA290) bzw. 0,4 (SWIVT290) und kann bei kurzen, dickwandigen Rotoren bis zu 0,8 betragen. Liegt das Trägheitsverhältnis bei eins oder nahe eins, ist eine Stabilisierung mittels aktiver Magnetlager schwierig und wird daher vermieden. Grund hierfür ist die mit der Drehzahl an den Fahrstrahl annähernde rotatorische Nutationseigenfrequenz des starren Rotors, welche zu großen Schwingungsamplituden führt, da diese durch die unvermeidlichen Unwuchtkräfte angefacht werden [22], [23]. Durch das aktive Magnetlager ist ebenfalls



die so genannte Präzessionseigenfrequenz zu stabilisieren, welche gegenläufig zur Winkelgeschwindigkeit des Rotors ist und z. B. von Fußpunktverschiebungen des Fundaments angeregt werden kann. Sie nähert sich bei steigender Drehzahl asymptotisch null Hz an.

Allgemein sind neben den Starrkörpereigenmoden elastische Eigenfrequenzen, typischerweise Biegeeigenfrequenzen, welche im oder nahe des Betriebsbereichs des Rotors liegen, für die Regelung der aktiven Magnetlager von Bedeutung. Diese müssen bedämpft werden, um unerwünscht große Auslenkungen zu vermeiden. Im Falle der hier vorgestellten Außenläufer liegen diese Eigenfrequenzen weit außerhalb des Betriebsbereichs und werden bei geeigneter Parametrierung nur geringfügig durch das Magnetlager angeregt, weshalb sie nicht weiter betrachtet werden.

Im Campbell-Diagramm werden die auftretenden Eigenfrequenzen sowie der Fahrstrahl über dem relevanten Drehzahlband aufgetragen. Für den Rotor eines Schwungmassenspeichers in Außenläuferbauform in elastischen Lagern ist dies beispielhaft in Abbildung 4 dargestellt. Zu erkennen ist, dass die durchgängig schwarz markierten Verläufe der Starrkörpermoden unterhalb von 3.000 U/min den gestrichelten Fahrstrahl kreuzen und keine elastischen Eigenformen des Rotors im Bereich bis 20.000 U/min vorkommen. Es wird von einem starren Rotor in elastischen Lagern gesprochen, da die erste elastische Eigenform oberhalb von 855 Hz auftritt und damit eine mehr als doppelt so hohe Frequenz aufweist, wie die Anregung der Unwucht.

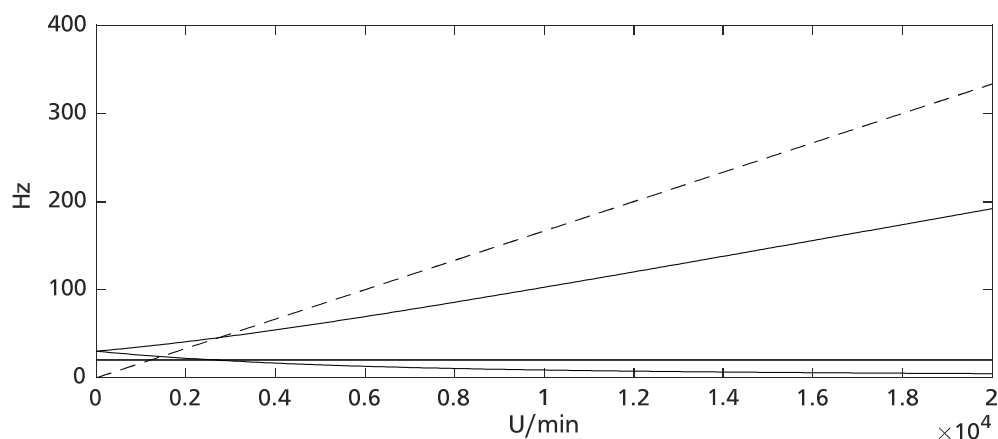


Abbildung 4: Campbell-Diagramm eines stark gyroskopischen starren Rotors in elastischen Lagern. Gestrichelt: Fahrstrahl; Durchgehend: Starrkörpereigenmoden

Da das Eigenverhalten der Rotoren auch die Dynamik im Fanglager beeinflusst, ist es sinnvoll dieses in Simulationen und Experimenten abzubilden, auch wenn die Steifigkeit der Lagerung fortlaufenden starken Änderungen unterliegt und kein stationäres Verhalten auftritt.



---

## 3.2 Rotoren in Fanglagern

Kommt es zu einem Absturz, muss davon ausgegangen werden, dass die Kräfte des Magnetlagers entweder zu null werden oder zumindest nicht mehr ausreichen, um die Auslenkungen des Rotors zu begrenzen. Infolge von Prozesskräften, Unwuchten oder negativen Systemsteifigkeiten entsteht unweigerlich eine instabile Rotorlage, was zu einem Absturz des Rotors führt. Kann dies nicht rechtzeitig verhindert werden, kommt es zu einer stark nichtlinearen Interaktion zwischen Rotor und Stator infolge von Kontaktkräften. Diese sind in der Regel deutlich größer als die Lagerkräfte des Magnetlagers, was sich aus der erhöhten Steifigkeit der nun wirkenden Fanglager und der sich entwickelnden Rotorbewegung ergibt. Hinzu kommen Reibungseffekte in den Kontaktzonen zwischen Rotor und Fanglager sowie, im Falle von Wälzlager, im Lager selbst. Die starke Änderung der Steifigkeitseigenschaften und das Auftreten von nichtlinearer Reibung bewirkt eine drastische Änderung der Systemdynamik, bei der sich unterschiedliche Bewegungsformen mit teilweise charakteristischen Geschwindigkeiten und Frequenzen einstellen. Das dynamische Systemverhalten kann nur schwer vorhergesagt werden und ist stark von den Anfangsbedingungen abhängig. Bei SMS mit vertikaler Rotorausrichtung kommt hinzu, dass es keine ausgeprägte stabile Ruhelage des Rotors im Fanglager gibt und geringe Störungen das Rotorverhalten stark beeinflussen können.

Typische Bewegungsformen sind Springen, Oszillieren und Wirbeln, was beispielsweise in den Arbeiten [36] und [37] beschrieben wird. Die Bewegungsformen sollen in den folgenden Abschnitten näher dargestellt und der Bezug zu Rotoren von Schwungmassenspeichern hergestellt werden. Die für die Anfachung und Ausprägung ursächliche Kontaktmechanik im Fanglager wird anschließend genauer erläutert.

### 3.2.1 Springen

Beim Springen schlägt der Rotor wiederkehrend im Fanglager an und erfährt dabei impulsartige Kontaktkräfte. Die meiste Zeit befindet sich der Rotor dabei im Freiflug. Die Kontaktkräfte bestimmen sich aus der Aufprallgeschwindigkeit, der Kontaktsteifigkeit und der Masse der Kontaktpartner sowie in begrenztem Maße der Dämpfung in der Kontaktzone. Liegt keine gerichtete starke Kraft wie die Gravitationskraft vor und sind Reibkräfte zwischen Rotor und Fanglager verhältnismäßig klein, sind chaotisch wirkende springende Rotorbewegungen zu beobachten, ohne dass sich der Rotor im Fanglager anlegt. Sofern die Kraftstöße von den Komponenten ertragbar sind, liegt ein relativ dissipationsarmes und gutmütiges Absturzverhalten vor.

Beobachtet werden kann ein solches Verhalten u. a. bei einem Versuch mit einem vertikalen Rotor in konventionellen, runden Fanglagern in atmosphärischer Umgebung an dem in Kapitel 5 vorgestellten Fanglagerprüfstand. Zu Beginn des Versuchs ist infolge von Gasreibung zwischen Rotor und Fanglagerinnenring dieser nahezu synchronisiert, weshalb kaum Gleitreibung zwischen Rotor und Fanglager auftritt. Die Positionsdaten und die translatorische Geschwindigkeit des Rotors in der oberen Sensorebene während eines solchen Versuchs sind in Abbildung 5 dargestellt. Der Rotor kreuzt beim Springen häufig den mittleren Bereich des Fanglagerfreiraums und hat eine vergleichsweise niedrige Geschwindigkeit. Zur besseren Darstellung ist in orange die mit 50 Hz digital tiefpassgefilterte Geschwindigkeit dargestellt. Der Versuchsrotor verliert während der fünf Sekunden 2,5 % seiner Drehzahl.

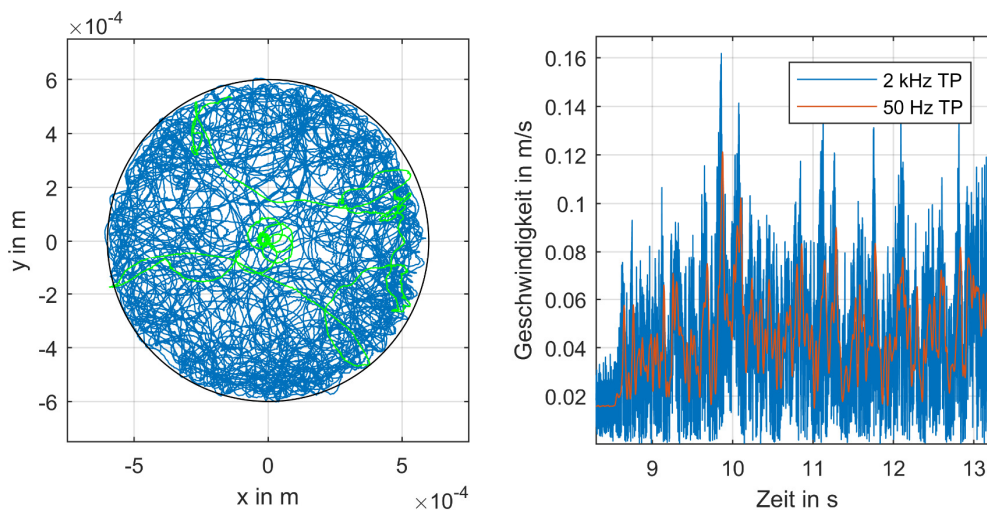


Abbildung 5: Absturzversuch aus 8000 U/min in, von Beginn an mitdrehendes, konventionelles Fanglager mit springender Rotorbewegung. Links: Rotortrajektorie im runden Fanglager. In grün ist die Trajektorie der ersten 0,2 Sekunden markiert. Rechts: Translatorische Rotorgeschwindigkeit über der Zeit.

### 3.2.2 Oszillieren

Häufig geht der zunächst springende Rotor in einen kontinuierlichen Kontakt über. Beim oszillierenden Kontakt bewegt sich der Rotor fortlaufend im Fanglager hin und her, unternimmt aber keine vollständigen Umläufe im Fanglager. Insbesondere bei horizontalen Rotoren mit geringer Unwucht bewirkt die Gewichtskraft eine rückführende Kraft zum tiefsten Punkt im Fanglager, was eine Pendelbewegung erzeugt. Meist treten hierbei nur sehr geringe Kräfte auf und das Systemverhalten kann als besonders gutmütig bezeichnet werden. Bei vertikal ausgerichteten Rotoren von SMS ohne starke, gerichtete Prozess- oder Gewichtskraft, ist dieses Verhalten nicht zu erwarten, da keine ausgeprägte stabile Gleichgewichtslage existiert und der Rotor durch kleinste Kräfte

---

weiter ausgelenkt werden kann. Beispiele für oszillierende Rotorbewegungen sind in [46] zu finden.

### 3.2.3 Wirbeln

Läuft der Rotor mit kontinuierlichem Kontakt vollständig im Fanglager um, wird von Wirbeln gesprochen. Läuft der Rotor entgegen der Rotationsrichtung um handelt es sich um einen Rückwärtswirbel. Dieser wird typischerweise durch Reibung im Kontaktpunkt von Rotor und Fanglager angefacht [48] und kann hohe Umlauffrequenzen erreichen. Läuft der Rotor in Rotationsrichtung um, wird von einem Vorwärtswirbel gesprochen, was vor allem durch große Unwuchten [49], aber auch durch Prozesskräfte oder den axialen Fanglagerkontakt [50] ausgelöst wird. Unerwartet große Unwuchten im Fanglager können auch dann auftreten, wenn der Rotor im Magnetlager sehr gut gewuchtet ist, aber die Fanglagerlaufbahn und die Fanglager am Stator aus fertigungstechnischen Gründen nicht konzentrisch zu den Magnetlagern angeordnet sind. Wirbelbewegungen können sowohl bei Fanglagern als auch bei spielbehafteten Gleitlagern auftreten und unerwünschte rotordynamische Effekte auslösen, weshalb sich viele Autoren mit dem Phänomen beschäftigen (vgl. [23], [48], [50], [51]).

Im englischen Sprachgebrauch wird zusätzlich zu der charakteristischen Wirbelrichtung noch zwischen dem „Whip“ und „Whirl“ unterschieden. Unter „Whip“ wird ein Wirbel mit Gleitanteilen zwischen Rotor und Fanglager verstanden, dessen Frequenz durch die Koppeleigenfrequenz des Rotors im Fanglagerkontakt bestimmt wird. Als „Whirl“ wird das reine kinematische Abrollen des Rotors, bei dem es keine Gleitanteile gibt, verstanden. Da das reine kinematische Abrollen nur schwer exakt nachzuweisen ist und zumindest kleine Gleitanteile in der Kontaktzone grundsätzlich immer vorhanden sind, wird in dieser Arbeit nicht zwischen den beiden Begrifflichkeiten unterschieden und nur vom Wirbeln gesprochen.

Läuft der Rotor im Fanglager um, wirkt die Zentripetalkraft der Fanglager auf den Rotor und dieser nimmt die resultierenden Biegespannungen auf. Sowohl Fanglager als auch Rotor können dadurch geschädigt werden. Für einen symmetrischen Rotor der Masse  $m_R$  mit zwei ebenfalls symmetrisch angeordneten Fanglagern ergibt sich mit der Wirbelfrequenz  $f_W$  und dem Spalt im Fanglager  $s_{FL}$  nach der, von der Zentripetalkraft abgeleiteten Gleichung (3.3), die von einem Lager aufzunehmende Kraft.

$$F_W = \frac{m_R}{2} \cdot (f_W 2\pi)^2 \cdot s_{FL} \quad (3.3)$$

Um Beschädigungen zu vermeiden ist es von Interesse, die maximale Wirbelfrequenz zu kennen. Hierfür gibt es verschiedene Ansätze. Beim unwuchterzeugten Vorwärtswirbel ist die Frequenz durch die Rotordrehfrequenz  $\omega_R$  begrenzt. Der Rückwärtswirbel geht im schlimmsten Fall in ein gleitanteilfreies, kinematisches Abrollen des Rotors im Fanglager über, wobei die Oberflächengeschwindigkeit der Rotorfanglagerebene  $v_O$  gleich der translatorischen Umlaufgeschwindigkeit des Rotormittelpunkts  $v_R$  ist. Die Oberflächengeschwindigkeit berechnet sich aus der Rotationskreisfrequenz des Rotors  $\omega_R$  und dem Radius der Fanglagerebene des Rotors  $r_{R,FL}$  nach Gleichung (3.4).

$$v_O = \omega_R \cdot r_{R,FL} \quad (3.4)$$

Die Umlaufgeschwindigkeit des Rotormittelpunkts ergibt sich aus der Kreisfrequenz der Wirbelbewegung  $\Omega_W$  und den Radien der Kontaktflächen von Fanglager  $r_{FL,i}$  und Rotor  $r_{R,FL}$  aus der Gleichung (3.5).

$$v_R = \Omega_W \cdot (r_{FL,i} - r_{R,FL}) \quad (3.5)$$

Durch Gleichsetzen und Umformen von (3.4) und (3.5) ergibt sich die maximale Wirbelfrequenz eines reibungsinduzierten Wirbels laut Gleichung (3.6).

$$\Omega_W \leq \omega_R \cdot \frac{r_{R,FL}}{r_{FL,i} - r_{R,FL}} \quad (3.6)$$

Für eine mögliche Konfiguration des, in Kapitel 5 vorgestellten, Fanglagerprüfstands mit konventionellem Fanglager und den in Tabelle 2 gelisteten Parametern, ergibt sich bei der maximalen Rotordrehzahl von 20.000 U/min eine Wirbelfrequenz von 3.333 Hz. Aus Gleichung (3.6) ist ersichtlich, dass bei kleiner werdendem Fanglager-spalt oder bei größer werdendem Rotorradius, die maximale Wirbelfrequenz weiter ansteigt.

Tabelle 2: Parameter einer konventionellen Fanglagerkonfiguration

Name	Parameter	Wert	Einheit
Radius Rotor in Fanglagerebene	$r_{R,FL}$	10	mm
Radius Innen konventionelles Fanglager	$r_{FL,i}$	11	mm
Max. Rotordrehfrequenz	$\omega_R$	2094	rad/s
Masse Rotor	$m_R$	18	kg

Aus der, mit Gleichung (3.6) berechneten, maximalen Wirbelfrequenz ergibt sich für die gegebenen Parameter mit Gleichung (3.3) eine Wirbelkraft pro Lager von knapp 4.000 kN, was deutlich oberhalb der mechanischen Auslegungsgrenzen des Systems liegt. Anhand des Beispiels lässt sich erkennen, dass von Wirbelbewegungen ein großes

---

Potential zur Beschädigung von Komponenten ausgeht und daher Maßnahmen zur Vermeidung oder Begrenzung solcher Bewegungen notwendig sind. Da bei einem SMS mit vertikal ausgerichteter Rotationsachse in konventionellen Fanglagern keine starke Kraft auftritt, die entgegen einer Wirbelbewegung wirkt, ist davon auszugehen, dass sich ein Vorwärts- oder Rückwärtswirbel infolge der Unwucht bzw. Reibkräfte ausprägt.

In der Praxis wird das gleitanteilfreie kinematische Abrollen im Fanglager bei hohen Drehzahlen selten erreicht. Hierfür muss die gesamte kinetische Energie der Rotation in die translatorische Energie des Wirbels gewandelt werden. Während dieses Wandlungsprozesses kreuzt die ansteigende Wirbelfrequenz meist ein oder mehrere Eigenfrequenzen des im Fanglager gekoppelten, Rotor-Stator Systems und regt diese an, woraufhin die Wirbelfrequenz in einer der Eigenfrequenzen verharnt, sofern nicht mehr Leistung zum Durchfahren solcher Resonanzen zur Verfügung steht. Dieser Effekt wird von [52] und [53] erwähnt und bewusst genutzt, wobei konstruktiv die Aufnahmen der Fanglager im Stator nachgiebig gestaltet werden, um zusätzliche niedrigere Koppeleigenfrequenzen zu schaffen. Spezielle konstruktive Maßnahmen und Elemente, mit denen zusätzliche Nachgiebigkeit und Dämpfung erzeugt werden kann, sind in [43], [49] und [54] beschrieben. Die physikalischen Effekte von Elastomerringen im Lastpfad der Fanglager zur Schwingungsberuhigung sind in [55] beschrieben. Gewellte Blechbänder bzw. Toleranzringe (vgl. [56]–[58]), welche zwischen Lageraußenring und Gehäuse eingesetzt werden, können ebenfalls gezielt zur Erzeugung von Nachgiebigkeit und Dämpfung eingesetzt werden (vgl. [49] und [50]), sofern sich konstruktiv keine einfachere positive Beeinflussung der Rotor-Stator-Dynamik erreichen lässt.

### 3.3 Kontaktmechanik im Fanglager

Spielen Prozesskräfte keine Rolle und sind die Unwuchtkräfte gering, bedingt der Kontakt zwischen Rotor und Stator einen Energieaustausch von der rotatorischen Bewegungsenergie des Rotors zur translatorischen Bewegungsenergie seiner Mittelachse. Der Energieaustausch findet über die Normal- und Tangentialkräfte in der Kontaktzone statt und versetzt den Rotor von seinem zuvor zentrischen Orbit im Magnetlager in translatorische Bewegung im gesamten Fanglagerfreiraum.

In Abbildung 6 ist schematisch eine Schnittdarstellung eines konventionellen Wälz-Fanglager dargestellt, welches in einer nachgiebigen Stator-Struktur befestigt ist. Zu sehen sind die Kräftepaare der normal zur Oberfläche im Kontaktpunkt wirkende Kontaktkraft  $F_n$  und der tangential zu Oberfläche wirkende Kraft  $F_t$ , welche auf den Rotor und den Innenring des Fanglagers wirken. Zusätzlich sind die Rotationsrichtungen des

Rotors  $\omega_R$  und des Fanglagerinnenrings  $\omega_{FL}$  gekennzeichnet. Möglichkeiten die Kontaktkräfte zu beschreiben sind in den folgenden Abschnitten dargestellt.

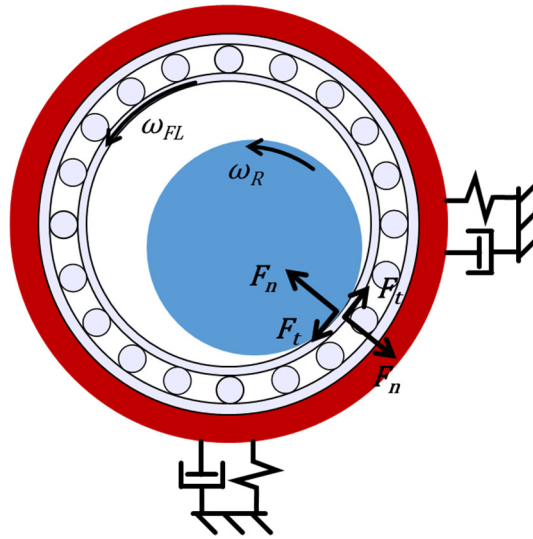


Abbildung 6: Kontaktmechanik eines Rotors in konventionellen Fanglagern in nachgiebiger Statorstruktur

### 3.3.1 Kontaktkräfte im Fanglager

Kommt es zu einem Kontakt zwischen Rotor und Fanglager, tritt eine, senkrecht zu den Berührflächen wirkende, nichtlineare Kontaktnormalkraft  $F_n$  auf. Der Kontakt ist in aller Regel als nachgiebig zu modellieren. Zum einen handelt es sich, aufgrund der Oberflächenkrümmung und einer möglichen Nichtparallelität der beiden zylindrischen Berührflächen, um einen Hertzschen Kontakt, zum andern weist ein Wälzlager ebenfalls aufgrund der diversen Kugel-Rille-Kontakte im Lager eine zusätzliche Nachgiebigkeit auf. Die Berechnung der Steifigkeit unter Berücksichtigung von Material- und Geometrieparametern ist in [59] beschrieben. Vereinfachte Formeln, welche für unterschiedliche Wälzlagertypen aus Stahl mit üblichen Geometrien in guter Näherung gilt, liefert [60]. Daraus soll der Ansatz zu Berechnung der statischen Kontaktnormalkraft  $F_{n,stat}$  in Gleichung (3.7) für Rillenkugellager genannt werden, wobei  $Z$  die Kugelanzahl,  $D_m$  der mittlere Lagerdurchmesser,  $\beta$  der Berührwinkel und  $\delta$  die Eindringtiefe ist.

$$F_{n,stat} = 2.192 \cdot 10^{10} \cdot Z \sqrt{D_m \cdot \delta^3 \cdot \cos^5 \beta} \quad (3.7)$$

Die Eindringtiefe  $\delta$  beschreibt dabei die radiale Verlagerung des Wellenmittelpunkts in der Lagerebene, abzüglich des freien Spalts  $s_{FL}$  und einer Verschiebung des Lagers gegenüber dem raumfesten Referenzsystem. Gleichung (3.7) zeigt den grundsätzlich nichtlinearen Charakter der statischen Steifigkeit, welcher typisch für Hertzsche Kontakte ist.

Aufgrund der hohen Kontaktdynamik sind neben den statischen Kräften auch Kräfte aus Dämpfungseffekten mit dissipativem Charakter von Relevanz. Zusätzlich zu dem konventionellen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsansatz in Gleichung (3.8), welcher beispielsweise Anwendung in den Fanglagersimulationen von [47] findet, sind bei impulsartigen Kontaktereignissen nichtlineare Ansätze für die Berechnung der dynamischen Kontaktnormalkraft vorteilhaft.

$$F_d = d \cdot \dot{\delta} \quad (3.8)$$

Zum einen soll eine nichtlineare Modellierung verhindern, dass zu Beginn des Kontakts eine sprunghafte Änderung der Kontaktkraft berechnet wird, welche bei der numerischen transienten Simulation Probleme bereiten kann. Zum anderen treten gegen Ende des Kontakts infolge einer negativen Deformationsgeschwindigkeit  $\dot{\delta}$  auch negative Kontaktkräfte auf, was ebenfalls physikalisch unrealistisch erscheint. Ein numerisch verträglicheres und physikalisch sinnvollerer Modell der Kontaktdämpfung liefert Gleichung (3.9), bei der aus der statischen Kontaktnormalkraft  $F_{n,stat}$ , einem Dämpfungsbeiwert  $\alpha$  und der Deformationsgeschwindigkeit  $\dot{\delta}$  die dynamische Kontaktnormalkraft  $F_{n,dyn}$  berechnet wird.

$$F_{n,dyn} = F_n = F_{n,stat}(1 + 1.5 \alpha \dot{\delta}) \quad (3.9)$$

Der Ansatz stammt von [61] und wird aus physikalischen Stoßgesetzen abgeleitet, wobei  $\alpha$  ein material- und geometrieabhängiger Wert ist und experimentell ermittelt oder zumindest angenähert werden kann. Anwendung in Absturzsimulationen findet dieses Modell bei mehreren Autoren [43], [46], [48] und [50]. Der Effekt unterschiedliche Kontaktnormalkraftmodelle sind in Abbildung 7 dargestellt und können qualitativ verglichen werden.



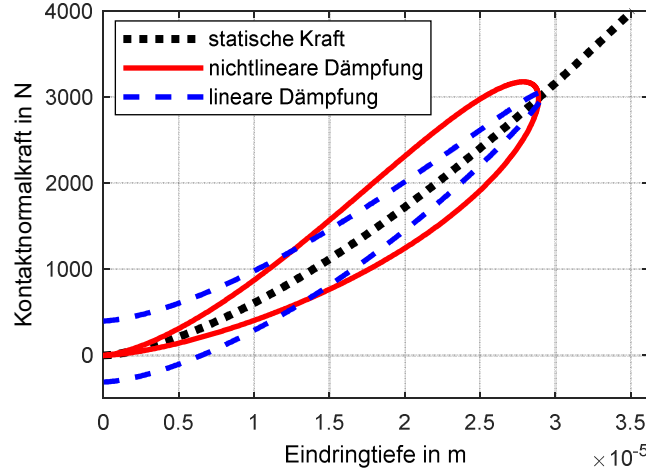


Abbildung 7: Kontaktnormalkraftverläufe unterschiedlicher Modellierungsansätze

Ergänzend zu der Dämpfung infolge der Kontaktdynamik, spielt die innere Strukturdämpfung von Stator und Rotor eine Rolle. Berücksichtigt werden kann diese in dynamischen Simulationen durch modale Dämpfung oder lineare Dämpfungsbeiwerte in den Bewegungsgleichungen der relevanten Strukturen.

Zu der Kontaktnormalkraft kommt die tangential zur Berührfläche wirkende Reibkraft  $F_t$  hinzu. Sie wirkt entgegen der Richtung der Relativgeschwindigkeit  $\vec{v}_{rel}$  der beiden Reibpartner. Bei trockener Reibung kann diese mit dem Coulombschen Reibgesetz in Gleichung (3.10) beschrieben werden.

$$F_t = F_n \cdot \mu \cdot \text{sig}(\vec{v}_{rel}) \quad (3.10)$$

Dabei wird die, Kontaktnormalkraft  $F_n$  mit dem Reibkoeffizienten  $\mu$  multipliziert. Ähnlich wie bei dem Dämpfungsbeiwert  $\alpha$ , fällt es beim Reibkoeffizient  $\mu$  schwer einen exakten Wert festzulegen, selbst wenn die Materialpaarung bekannt ist. Dies trifft insbesondere bei sehr schnell drehenden Rotoren zu, da der Kontakt im Fanglager im Verlaufe eines Absturzes mit stark unterschiedlichen Gleitgeschwindigkeiten einhergeht und anzunehmen ist, dass infolge mikromechanischer tribologischer Prozesse der Reibkoeffizient variiert. Hinweise hierfür liefern Experimente aus der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von Metallen (vgl. [52] und [53]). Gleitreibungskoeffizienten sind im Allgemeinen von der Flächenpressung, der Kontaktpartner, dem Umgebungsmedium und der Temperatur abhängig. Da nicht alle tribologischen Einflüsse bekannt sind oder quantifiziert werden können, werden die verwendeten Reibwerte durch Vergleich von experimentellen und simulierten Absturzversuchen mit einem repräsentativen Wert oder Verlauf angenähert, welcher zu einer möglichst hohen Ähnlichkeit des Absturzverhalten führt.



Läuft der Rotor im Fanglager um, besitzt dessen Relativbewegung zur Fanglageroberfläche einen Gleit-, aber auch einen Rollanteil. Der Rollanteil kann als Widerstand gegen das Abrollen infolge der Verformungshysterese der Berührflächen verstanden werden. Die Widerstandskraft  $F_{t,r}$  gegen das Abrollen wird aufgrund seines trockenen Charakters meist ähnlich der trockenen Gleitreibung mit einem vergleichsweise geringen Rollreibungskoeffizienten  $\mu_r$  beschrieben und weist formell keine Geschwindigkeitsabhängigkeit auf. Der Term aus Gleichung (3.11) kann der Gleitreibung aus Gleichung (3.10) addiert werden.

$$F_{t,r} = F_n \cdot \mu_r \cdot \text{sig}(\vec{v}_{rel}) \quad (3.11)$$

### 3.3.2 Verschleiß von Fanglagern

Die Gesellschaft für Tribologie definiert in [64] Verschleiß als „fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Körpers“. Bei den Gleit- und Wälzkontakten eines Fanglagers treten demnach Verschleißvorgänge auf, welche die Oberflächen der Kontaktpartner schädigen und deren Funktion auf Dauer einschränken. Typische Verschleißmechanismen in Fanglagern sind Adhäsion, Abrasion und Oberflächenzerrüttung. Ebenso können tribochemische Reaktionen zwischen den Kontaktpartnern bei einem, im Vakuum betriebenen, SMS nicht ausgeschlossen werden. Beschreibung der Verschleißprozesse in schnell laufenden Wälzlagern sind in [65] zu finden. Beispiele für Verschleiß in Wälzlagern aus Fanglageranwendungen sind in [52] und [64] gegeben. Neben Riefenbildung in den Laufflächen werden Brinellierungen berichtet, welche entweder durch starke dynamische Überlast oder durch große thermische Dehnungen verursacht werden. Zusätzlich werden feste Verschleißpartikel in den Wälz und Gleitzonen nach Absturzversuchen beobachtet, welche eine negative Wirkung auf die Funktion haben.

Unabhängig von der Ursache führt Verschleiß zu einer Zunahme der Reibung im Wälzlager und damit zu einer zusätzlichen Erwärmung der Lagerstellen. Kann die zusätzliche Wärme nicht ausreichend abgeführt werden, kommt es zu unzulässigen Temperaturen. Übertemperaturen können Wälzkörpern, Laufringen und Schmiermittel schädigen und damit den Erwärmungsprozess weiter beschleunigen. Steigt die verschleißbedingte Reibung zu schnell während eines Absturzversuchs an, kann das Fanglager blockieren und der Rotor eine fatale Dynamik im Fanglager erreichen.

---

Bei den hier betrachteten Außenläufer SMS ist, neben dem Verschleiß der Wälzlager, der Verschleißprozess der Kontaktpartner des Rotors mit dem Fanglager von Bedeutung, da hier besonders große Relativgeschwindigkeiten auftreten und es sich um trockene, ungeschmierte Kontakte mit potentiell hohen Flächenpressungen handelt. Bei solchen Kontakten ist von einem ausgeprägten Verschleißverhalten auszugehen. Vergleichbare Vorgänge sind in der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von Metallen anzutreffen, bei denen maßgeblich die Analyse des Reibwerts und des Verschleißes der Werkzeuge interessiert (vgl. [62], [63], [67]). Die Relativgeschwindigkeiten bei der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung sind festigkeitsbedingt durch die Umfangsgeschwindigkeiten der Werkzeuge begrenzt, so dass die untersuchten Relativgeschwindigkeiten unterhalb von 100 m/s liegen. Dies ist deutlich unterhalb der möglichen initialen Gleitgeschwindigkeit im Fanglager eines Außenläufer SMS. Mangels verfügbarer Erkenntnisse ist die Beobachtung des Verschleißes an Fanglagern bei hohen Gleitgeschwindigkeiten Gegenstand dieser Arbeit.

### **3.4 Mitigative Maßnahmen bei Rotorabstürzen**

Die effektivste Methode die Folgen eines Rotorabsturzes ins Fanglager zu verringern, ist das schnellstmögliche Relevitieren des Rotors im Magnetlager. Ist dies nicht möglich, gilt es die Eigenschaften des Fanglagers möglichst gut auf eine dissipationsarme und elastisch nachgiebige Konstruktion abzustimmen. Zur Reduktion der Auswirkungen eines Rotorabsturzes ist grundsätzlich eine Reduktion der Kontaktkräfte und der Reibung sinnvoll. Die Reduktion der Reibung bewirkt dabei eine Verringerung des Energietransfers aus der Rotation in die Translation des Rotors. Dies kann zu einer unerwünscht selbstverstärkenden aufklingenden Rotordynamik führen. Ziel ist es, möglichst wenig Reibleistung während eines Absturzes zu erzeugen und möglichst viel Energie mit dem Antrieb zu entziehen, um das System schnellstmöglich abzubremesen. Steht eine Bremsfunktion nicht zur Verfügung, muss das System allerdings ausschließlich durch Reibeffekte im Fanglager zum Stillstand gebracht werden. Besteht keine Möglichkeit Wärme konvektiv abzuführen, wie es im Vakuum der Fall ist, kommt der Reibungsreduktion besondere Bedeutung zu, da einzig über die Wärmeleitung im Gehäuse des Stators Wärme abgeführt werden kann.

Im Folgenden werden die Maßnahmen zur Reduktion von Reibung, der Beeinflussung der Systemdynamik und zur Beeinflussung durch besondere Fanglagertopologien erläutert.

---

### 3.4.1 Reduktion der Reibung

Die Reduktion der Reibung kann innerhalb der Lager durch eine geeignete, standfeste Schmierung erfolgen. Im Vakuum haben sich Feststoffschmierungen wie Molybdändisulfid ( $\text{MoS}_2$ ) und Silber bewährt, da diese keinen Masseverlust infolge von Evaporation aufweisen und damit ihre Schmierwirkung über der Zeit nicht vermindert wird. Hinweise zur unterschiedlichen Trockenschmierungen und deren Eigenschaften liefern das ESA Space Tribology Handbook [68], in dem für Weltraumanwendungen konzipierte Lagerungen untersucht werden. Bei der Applikation von Festschmierstoffen ist die Methode sowie die resultierende Schichthaftung und -dicke von entscheidender Bedeutung für die mögliche Gebrauchsdauer der so geschmierten Lager. Bewährt hat sich das Sputtern bzw. das galvanische Auftragen von weichmetallischen Feststoffschichten. Eine genauere Beschreibung der Reib- und Verschleißvorgänge liefern die in [69] zusammengefassten Arbeiten unter Prof. Birkhofer, welche ein Gebrauchsdauermodell für feststoffgeschmierte, käfigbehaftete Lager im Hochvakuum bei erhöhter Temperatur beschreiben.

Werden konventionelle Fette im Hochvakuum eingesetzt, verdampft binnen weniger Tage, das für die Schmierwirkung notwendige Grundöl<sup>11</sup>, weshalb auf spezielle, kostenintensive Vakuumschmiermittel zurückgegriffen werden muss. Diese Schmiermittel verwenden meist Perfluorpolyether (PFPE) als Grundöl, welches einen niedrigen Dampfdruck aufweist. Beispielfhaft soll das Fett Flomblin YLVAC 06/6 mit einer kinematischen Viskosität von  $25 \text{ mm}^2/\text{s}$  und einem Dampfdruck von  $4 \cdot 10^{-6} \text{ mbar}$  vorgestellt werden [70], welches geringe Verdampfungsverluste beim Einsatz in einem SMS erzeugt, bei denen der Druck bei ca.  $5 \cdot 10^{-5} \text{ mbar}$  liegt.

Eine weitere Möglichkeit der Schmierung besteht in einer Ölschmierung. Langzeittests in Vakuumumgebungen mit einem Öl aus Polyalphaolefin (PAO) zeigen vielversprechende Lagerlebensdauern bei geringen Reibungsverlusten [71]. Die Implementierung des notwendigen Beölungsmechanismus zur dauerhaften Benetzung der Wälzzonen im Fanglager eines SMS stellt allerdings einen unverhältnismäßigen Zusatzaufwand dar. Neben der inneren Lagerreibung, sind die tribologischen Eigenschaften des Rotor-Fanglagerkontakts von Bedeutung. Da hier ein trockener Kontakt vorliegt, ist ein niedriger Gleitreibungskoeffizient vorteilhaft, wobei die teilweise sehr hohen Relativgeschwindigkeiten und hohen Flächenpressungen zu beachten sind, die zu erhöhtem Verschleiß,

---

<sup>11</sup> Tests bei einer Lagerung bei  $80^\circ \text{C}$  unterhalb von  $1 \cdot 10^{-4} \text{ mbar}$  ergaben einen Masseverlust binnen 48 Stunden von 70 %.

---

aber auch zu lokalen Aufschmelzungen führen und somit den Reibkoeffizient beeinflussen können. Diese Vermutung wird u. a. von [48] geäußert, was aber nicht nachgewiesen wird. Abrasiver Verschleiß kann durch Randschichthärtung und dünne keramische Schichten wie Titannitrit (TiN) verringert werden. Niedrigere Reibung ist durch geringe Oberflächenrauigkeit sowie mit amorphen kohlenstoffhaltigen Dünnschichten [72] erreichbar. Die Eignung und Haltbarkeit der Schichten für die angedachte Anwendung im Fanglager muss allerdings noch nachgewiesen werden.

### **3.4.2 Erzeugen niedriger Koppeleigenfrequenzen**

Neigt ein Rotorsystem im Fanglager zum Wirbeln ist es sinnvoll, seine Wirbelfrequenz konstruktiv zu begrenzen, um Lagerkräfte und Verschleiß zu reduzieren. Dies geschieht, wie in Abschnitt 3.2.3 beschrieben, durch bewusst nachgiebig konstruierte Lagergehäuse oder durch elastische Elemente im Kraftfluss der Lagerkräfte, welche eine Koppeleigenfrequenz erzeugen, in der der Rotor beim translatorischen Beschleunigen „hängen bleibt“. Weiterhin vorteilhaft bei dieser Art der Wirbelbegrenzung ist die Reduktion von Kraftspitzen beim Springen des Rotors durch erhöhte Fanglagernachgiebigkeit. Nachteilig wirkt sich die zusätzliche Verformung bzw. Wellenverlagerung aus, welche konstruktiv im Luftspalt vorgehalten werden muss, da es sonst bei Überlast zum unerwünschten anstreifen anderer Bauteile kommt. Ebenfalls ist eine plastische Deformation der Elemente unbedingt zu vermeiden. Neben der zusätzlichen Kontaktnachgiebigkeit kann eine gleichzeitig eingebrachte Dämpfungscharakteristik, beispielsweise durch Reibung in den Kontaktzonen der Elemente oder deren Materialdämpfung, eine Begrenzung der Kontaktkräfte erwirken. Nachteilig wirken sich diese zusätzlichen Elemente bei der Abfuhr der Wärme aus dem Wälzlager aus, was insbesondere bei den langen Auslaufzeiten eines SMS in Vakuumumgebung unzulässige Temperaturen erzeugen kann.

Ein Beispiel für eine künstlich eingebrachte niedrige Koppeleigenfrequenz bei der Fanglagerung eines SMS ist in [73] zu finden.

### **3.4.3 Änderung der Fanglagertopologie**

Eine weitere Methode, die Lasten infolge eines Absturzes zu vermindern, ist das grundsätzliche unterdrücken von schnellen Umläufen des Rotors im Fanglagerfreiraum. Dazu sind Topologieänderungen notwendig, bei der die Anordnung und Anzahl der Lagerelemente variiert werden und teilweise sogar zusätzliche Bewegungsfreiheitsgrade der Lagerelemente genutzt werden. In der Literatur existieren zwei grundsätzliche Ansätze,

welche in der Fanglagerentwicklung immer wieder aufgegriffen werden. Der erste Ansatz zielt auf das eliminieren des Fanglagerspalts im Falle eines Absturzes ab, indem kinematisch der Spalt zwischen Fanglager und Rotor auf ein Minimum reduziert wird. Eine solche, durch Reibkräfte betätigte, Vorrichtung ist seit 1997 als sogenanntes „Zero Clearance Auxiliary Bearing“ [74] bekannt und wird 2012 wieder aufgegriffen [75]. Der zweite Ansatz zur Vermeidung von Wirbeln ist das absichtliche, statische deformieren des konventionellen, runden Fanglagerfreiraums. In [76] wird 2001 gezeigt, dass Lagerlasten und Rotorgeschwindigkeiten reduziert werden können, wenn der Freiraum des Gleitfanglagers polygonförmig ausgeprägt wird. Durch das zusätzliche Anbringen einer oder mehrere s. g. „Ablenklager“ kann in [46] 2009 gezeigt werden, dass Wirbel wirksam unterdrückt werden können. Im Jahr 2009 wird ein Patent der Siemens AG zur Fanglagerung mit mehreren, am Umfang verteilten, unabhängigen Fanglagereinheiten mit Rollkörpern mit bestimmten Feder- und Dämpfungseigenschaften angemeldet, welche eine Wirbelbildung vermeiden soll [77]. Das Prinzip wird in einem Patent von 2013 der NASA explizit für die Anwendung in SMS angewendet und detailliert beschrieben [78]. Die Anordnung mehrerer unabhängiger Lagereinheiten im Fanglagerspalt zur Bildung eines näherungsweise polygonförmigen Fanglagerfreiraums, wird im Folgenden als planetares Fanglager bezeichnet und bildet die Grundtopologie des, in dieser Arbeit, entwickelten und erprobten Fanglagers. Schematisch ist das Konzept in der Minimalkonfiguration mit drei Laufrollen in Abbildung 8 dargestellt.

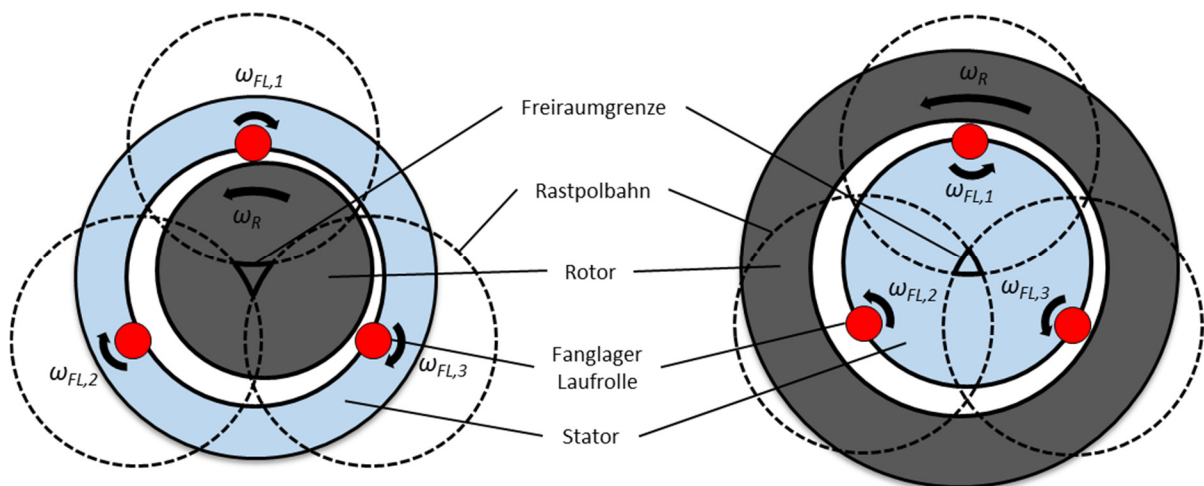


Abbildung 8: Schematische Darstellung eines planetaren Fanglagers mit 3 Fanglagerelementen. Links: Innenläufer; rechts: Außenläufer

Das Prinzip ist sowohl für Innen- als auch für Außenläufer Rotoren anwendbar. Bei Innenläufern ist vergleichsweise einfach eine diametrale Teilung der Fanglagerstruktur

---

zu realisieren, da kein hochpräzise gefertigter geschlossener Ring als Lauffläche der Wälzkörper benötigt wird. Dadurch eröffnet sich bei vielen größeren Turbomaschinen die Möglichkeit das bestehende Design mit teilbaren Gehäuse aufrecht zu erhalten und auch an schwer zugänglichen außerhalb der axialen Rotorenden Fanglager einzusetzen. Das Prinzip wird in Anhang A veranschaulicht. Gleichzeitig kann die Wirbelanfälligkeit der Systeme verringert werden. Eine hierdurch verbesserte Zuverlässigkeit und Robustheit steigert das Potential der Verbreitung von Magnetlagertechnologie im Energiesektor.

Die kreisförmigen Rastpolbahnen des Rotors, welcher die Laufrollen berührt, bilden im Zentrum des planetaren Fanglagers einen Freiraum in dem sich der Rotormittelpunkt bewegen kann. Der Unterschied besteht in der Krümmung der Freiraumgrenzen, welche beim Innenläufer konvex und beim Außenläufer konkav ausfällt. Da der Krümmungsradius, welcher sich aus der Summe der Radien von Rotor und Laufrolle ergibt, groß und der Spannwinkel eines Abschnitts vergleichsweise klein ausfällt, kann in guter Näherung von einem polygonförmigen Freiraum ausgegangen werden. Für die später beschriebenen geometrischen Größen des Fanglagerprüfstands, ergibt sich ein theoretischer Abstand der berechneten konvexen und konkaven Freiraumgrenzen für ein Fanglager mit drei Laufrollen von maximal etwa  $0,9 \mu\text{m}$ . Beim Fanglagerprüfstand mit sechs Laufrollen verringert sich dieser theoretische Abstand, infolge des kleineren Spann winkels eines Abschnitts, auf etwa  $0,1 \mu\text{m}$ . Die Vereinfachung der Krümmungen zu einer Geraden ist gerechtfertigt, da Fertigungs- und Montagetoleranzen deutlich größer sind. Zur Visualisierung der Unterschiede ist in Abbildung 9 eine maßstabsgerechte Darstellung eines Fanglagerfreiraums eines Außenläufers in einem Fanglager mit sechs Fanglagerrollen dargestellt. Mit bloßen Auge ist die Krümmung nicht zu erkennen. In Abbildung 10 wird der obere Abschnitt der Freiraumgrenze in einer stark vergrößerten Skalierung der y-Achse im Vergleich zur Freiraumgrenze eines Innenläufers dargestellt. Ein maßstabsgerechter Vergleich der Freiraumgrenzen polygonförmiger Fanglager mit unterschiedlicher Rollenanzahl und gleichen Innenkreisdurchmesser ist in Anhang B gegeben.

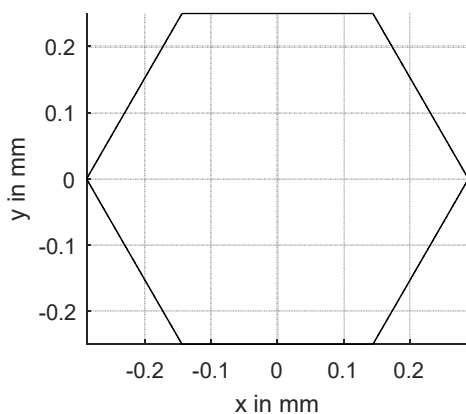


Abbildung 9: Maßstabsgerechte Darstellung des Freiraums eines Außenläufers im Fanglager mit sechs Fanglagerrollen.

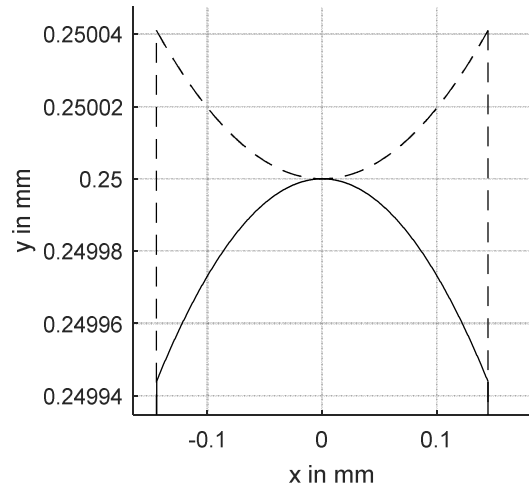


Abbildung 10: Detailansicht eines Abschnitts der Freiraumbegrenzung bei einem Innenläufer (gestrichelt) und einem Außenläufer (durchgezogen)

### 3.5 Fanglager außenlaufender Schwungmassenspeicher

Auf der, in Abschnitt 3.4.3 formulierten, Topologie des planetaren Fanglagers basiert das speziell für SMS entwickelte System. Grund für die Wahl dieser Topologie sind die besonderen Anforderungen eines außenlaufenden SMS und die Nichtverfügbarkeit geeigneter konventioneller Wälzlager für den geforderten Drehzahlbereich, bei gegebener Geometrie des Rotors. Im Folgenden wird darauf genauer eingegangen.

#### 3.5.1 Besondere Anforderungen bei Schwungmassenspeichern

Ein maßgeblicher Unterschied von SMS-Rotoren zu anderen Rotortypen ist der erwünschte hohe kinetische Energieinhalt bzw. die hohe Energiedichte, welche zu potentiell längeren Auslaufzeiten im Fanglager, bei gleichzeitig höherem Zerstörungspotential bei einem Komponentenschaden, führen. Um der längeren Auslaufzeit in den Stillstand gerecht zu werden, ist die geforderte minimale Gebrauchsdauer der Fanglager damit grundsätzlich höher als bei anderen Systemen, bei denen ein Absturzereignis nur wenige Sekunden bis zum Erreichen des Stillstands andauert. Die Auslaufzeit der hier untersuchten Rotoren beträgt bei einer aktiven Bremsung bis zu zwei Minuten. Ungebremst werden deutlich längere Abstürze erwartet, sofern die Fanglager ihre Funktion so lange schadensfrei erfüllen. Die Vakuumumgebung erschwert währenddessen eine haltbare, effektive Schmierung und konvektive Wärmeabfuhr. Da SMS grundsätzlich in einem großen Drehzahlbereich betrieben werden, ist die strukturdynamische Abstimmung dieser Einrichtung aufwendiger als bei Rotoren mit kleinerem Betriebsbereich. Der große Drehzahlbereich erschwert weiterhin die Auslegung oder Beschaffung



---

von Lagern, die den auftretenden Umgebungsbedingungen und den unterstellten Lasten und Beschleunigungen standhalten. Das Fehlen einer geschlossenen Auslegungsmethodik bei langen Auslaufzeiten und das Risiko eines kostspieligen kapitalen Maschinenschadens bei der Erprobung, erschweren zusätzlich die Auslegung der Fanglagerung von SMS.

### **3.5.2 Ausschluss konventioneller Fanglager**

Der Einsatz konventioneller, zentral montierter, runder Wälzlager als Fanglager wurde zu Beginn der Entwicklungsarbeit angestrebt, musste aber aus bauraumtechnischen und technologischen Begrenzungen des Drehzahlbereichs verworfen werden. Der Bauraum des Fanglagers auf dem Stator wird maßgeblich durch einen minimalen Innendurchmesser nach innen begrenzt, um eine Führung des Kühlfluids, der Signal- und Leistungskabel zu ermöglichen. Zusätzlich muss der Stator eine bestimmte Steifigkeit und Festigkeit aufweisen, was den Bauraum in Form einer umlaufenden Nut für eine Wälzlagermontage zusätzlich begrenzt. Da keine Nabe zur Reduktion des Rotordurchmessers erwünscht ist, bestimmt der Innendurchmesser des Rotors die Lagergröße. Die in dieser Arbeit fokussierten Rotoren haben einen Innendurchmesser zwischen 180 und 290 mm, was, gemessen an den geforderten Drehzahlen sehr groß ist. Hersteller definieren die maximal zulässigen Drehzahlen ihrer Lager meist mit der Annahme eines noch möglichen thermischen Gleichgewichts innerhalb einer definierten Einsatztemperatur. Die damit angenommene Drehzahlgrenze wird Bezugsdrehzahl genannt. Zudem kann über der Annahme einer Grenzdrehzahl ein, aus Erfahrungswerten bekannter, Drehzahlgrenzwert angegeben sein, bei der ein Betrieb nicht mehr zulässig ist. Eine Marktstudie verfügbarer Hochdrehzahllager und deren zulässige Einsatzgrenzen ist in Anhang C zu finden. Sie zeigt, dass die für den SMS geforderten Drehzahlen, bzw. Oberflächengeschwindigkeiten, repräsentiert durch den DN-Kennwert<sup>12</sup>, über den von den Herstellern angegebenen Grenzwerten liegen. Da maßgeblich der Außenring eines solchen Wälzlagers als rotierender Ring infrage kommt, führt dies zu dem zusätzlichen Problem, dass die auftretenden fliehkraftbedingten Dehnungen im Außenring zu unzulässig großer Lagerluft und einer mechanischen Zusatzbelastung, infolge der resultierenden Spannungen, führen.

Weiterhin ist die, aus der Baugröße der Lager resultierende, hohe Trägheit und das potentiell hohe innere Reibmoment nachteilig für die Dauer und Intensität des Synchronisierungsprozesses. Ein für hohe Drehzahlen optimiertes, einreihiges Kugellager der

---

<sup>12</sup> Der DN-Kennwert entspricht dem Produkt aus zulässiger Drehzahl und Bohrungsdurchmesser



Baureihe 61924 mit Keramikugeln, besitzt ein Gewicht von 1,7 kg und ein Trägheitsmoment von Außenring und Kugeln von  $0,039 \text{ kgm}^2$ . Mit einem Außendurchmesser von 165 mm ist es prinzipiell möglich, dieses für das HP180 System einzusetzen. Für die größeren SMS ist kein geeignetes Lager in Katalogen zu finden. Im Vergleich haben die im Prüfstand verwendeten, sechs Lagereinheiten einer Lagerebene zusammen ein, auf den Rotorfreiheitsgrad reduziertes, Trägheitsmoment von  $0,0028 \text{ kgm}^2$  und sind somit um den Faktor 14 schneller auf Synchrondrehzahl, sofern die gleiche Reibleistung zwischen Rotor und Fanglagern angenommen wird. Dadurch treten die erwarteten, potentiell schädlichen Lasten während eines Absturzes in einem kürzeren Zeitraum auf und der Rotor hat weniger Zeit, um auf gefährliche translatorische Umlauffrequenzen zu beschleunigen.

### 3.6 Planetares Fanglager eines Außenläufer-Schwungmassenspeichers

Durch den Ausschluss eines konventionellen Fanglagers für die spezielle Anwendung in einem Außenläufer SMS wird aus den in Abschnitt 3.4.3 vorgestellten planetaren Fanglagerkonzepten ein Design entwickelt, welches den Bauraumanforderungen, den Drehzahlvorgaben und den Umgebungsbedingungen genügt. Zusätzlich wird auf eine fertigungsgerechte Gestaltung und normteilmgerechte Bemaßung geachtet, um eine kostengünstige Fertigung zu ermöglichen. Das System wird auf den SMS ETA 290 angepasst und dort implementiert.

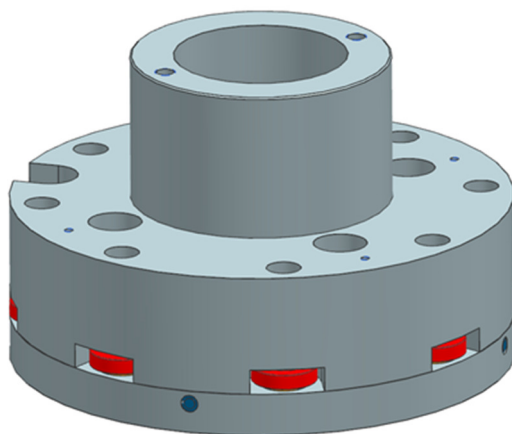


Abbildung 11: CAD-Abbildung des oberen Fanglagers des SMS ETA290

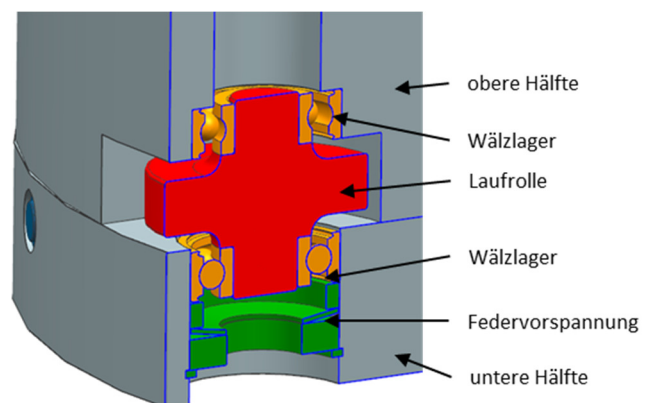


Abbildung 12: Detailansicht einer Schnittdarstellung des zweiteiligen oberen Fanglagers des SMS ETA 290

In Abbildung 11 und Abbildung 12 ist die umgesetzte CAD-Konstruktion des oberen Fanglagers dargestellt. Beide Fanglagerebenen sind in das zweiteilige Statorgehäuse integriert und befinden sich jeweils an den Rotorenden. Die Fanglager wirken in radialer Richtung. Zusätzlich sind zur axialen Auslenkungsbegrenzung Vorrichtungen, welche axial auf die Stirnseiten des Rotors wirken, implementiert (vgl. Abbildung 3).

Eine Fanglagerebene setzt sich aus acht Lagereinheiten zusammen, welche aus je zwei Wälzlager bestehen, die eine mittig sitzende Laufrolle lagern. Über eine federnde axiale Vorspannung werden die Lagereinheiten vorgespannt. In Rücksprache mit dem Lagerhersteller GMN werden vollkugelige Spindellagereinheiten mit Keramiklagereinheiten (Hybrid-Spindellager) und einem Kontaktwinkel von 19° ausgewählt, welche mittels Wellfederscheibe mit ca. 100 N vorgespannt sind. Spindellager sind eine besondere Bauart von Schrägkugellagern, welche besonders für hohe Drehzahlen geeignet sind. Sie weisen bei ausreichender Vorspannung höhere Steifigkeiten als Rillenkugellager auf, weshalb sie in Werkzeugspindeln zur Präzisionsbearbeitung eingesetzt werden [79].

Als Schmiermittel verwendet der Hersteller in einer Dispersion gelöstes MoS<sub>2</sub>, in welches das montierte Wälzlager getaucht wird. Hierdurch lagert sich nach dem Verdunsten des Lösungsmittels Molybdän in den Wälzzonen an.

Aufgrund der kinematischen Übersetzung der Rollendrehzahl auf die Rotordrehzahl von 7,6 wird eine Maximaldrehzahl von 108.000 U/min erwartet. Wichtige Parameter der Fanglagerkonstruktion des ETA290 sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Konstruktionsparameter Fanglager des SMS ETA290

Parametername	Wert	Einheit
Rotorinnendurchmesser	290	mm
Rollendurchmesser	38	mm
Anzahl Lagereinheiten pro Ebene	8	-
red. Massenträgheitsmoment einer Lagerebene	0,0044	kgm <sup>2</sup>
Rotordrehzahl maximal	14.100	U/min
Lagerhersteller	GMN	-
Lagerbezeichnung	HY S 6001 19° VK P4	-
Bohrungsdurchmesser	28	mm
Wellendurchmesser	12	mm
Lagerbreite	8	mm
Wälzkörperdurchmesser	4,762	mm
statische Tragzahl Einzellager	2100	N
Lagervorspannung axial	100	N
Bohrungsübermaß	H6	-
Wellenübermaß	h6	-

Das Fanglagersystem wird experimentell nicht bei erhöhten Drehzahlen untersucht, da das System zur Erprobung der Energiespeicherfunktionalität aufgebaut wird und ein möglicher Schaden durch einen Absturz ein zu großes Risiko für die eigentlichen Forschungsziele darstellt. Zur experimentellen Fanglagererprobung wird stattdessen ein

---

Stellvertreter-System in Form eines Fanglagerprüfstands erstellt, an dem eine effizientere und umfänglichere Erprobung möglich ist. Der Prüfstand wird in Kapitel 5 genauer beschrieben.



---

## 4 Analysemethoden für Rotorabstürze

Methoden zur Analyse von simulierten oder experimentell durchgeführten Rotorabstürzen dienen der Bewertung und Objektivierung der Intensität bzw. der Schwere der erfassten Ereignisse. Die Objektivierung stellt eine Vergleichbarkeit verschiedener Abstürze her und hilft bei der Beurteilung einer möglichen Schädigung oder von Verschleiß, ohne dass aufwendige Inspektionsmaßnahmen durchgeführt werden müssen. Für eine einfache Handhabung werden durch die Analysemethoden skalare Indikatoren aus unterschiedlichen physikalischen Zuständen des untersuchten Systems berechnet, die einzelne oder mehrere Abstürze beschreiben.

Da oft nicht alle relevanten Zustände berechnet oder gemessen werden, existieren mehrere Ansätze die Absturzschwere aus unterschiedlichen Größen zu bestimmen. Im Folgenden sollen die unterschiedlichen Analysemethoden auf Basis ihrer zugrundeliegenden Zustandsgrößen geordnet und beschrieben werden.

### 4.1 Positionsbasierte Analyse

Bei aktiven Magnetlagern sind meist translatorische Positionsdaten des Rotors verfügbar, da sie für die Regelung der Levitation notwendig sind. Im Falle des Absturzes repräsentieren sie die Dynamik des Rotors und können zur Beurteilung der Absturzschwere herangezogen werden.

Das Auftreten bestimmter Bewegungsformen wie Wirbeln oder Springen, können allgemein zur Klassifizierung herangezogen werden. Zur Quantifizierung der Schwere eines Wirbels kann dessen Frequenz bestimmt und in Lagerlasten umgerechnet werden (siehe hierzu Abschnitt 3.2.3).

Die Länge der Trajektorie der Positionsdaten während des Absturzes liefert einen weiteren Schwereindikator. Sie enthält neben der zeitlichen Information der Absturzdauer die Bewegungsintensität, welcher eine Proportionalität zur Belastung und Verschleiß der Fanglagerung unterstellt wird. So wird in [47] diese Größe, bezogen auf den nominalen Fanglagerluftspalt, als dimensionsloser Schwereindikator herangezogen.

Die Trajektorienlänge des Rotormittelpunkts  $d(i_{max})$  berechnet sich für  $i_{max}$  aufgezeichnete Samples aus der Summation der euklidischen Norm der Differenzen aufeinander folgender Positionen, in den beiden orthogonalen Sensorachsen  $x$  und  $y$  nach Gleichung (4.1).

$$d(i_{max}) = \sum_{i=1}^{i_{max}} \sqrt{(x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2} \quad (4.1)$$

Werden  $n$  Abstürze aufgezeichnet, kann nach Gleichung (4.2) durch Summation der Trajektorienlängen der Einzelversuche die kumulierte Trajektorienlänge  $d_{kum}$  berechnet werden.

$$d_{kum} = \sum_{k=1}^n d_k \quad (4.2)$$

Durch die Summation einzelner Trajektorienlängen zu  $d_{kum}$  gelingt die Definition einer, der bisherigen Absturzschwere proportionalen, Kenngröße, mit der die Historie der Gebrauchsdauer der Fanglager Rechnung getragen werden kann. Der Speicherbedarf ist im Gegensatz zu den originalen, hochfrequent aufgezeichneten Positionsdaten gering, wodurch ein Einsatz im industriellen Umfeld leicht realisierbar ist.

Weiterhin können die Positionsdaten nach der Zeit abgeleitet werden, um die translatorische Geschwindigkeit und durch weitere Differentiation die Beschleunigung zu ermitteln, welche ebenfalls in einer Proportionalität zur Absturzschwere stehen. Die einfachste Methode ist die Berechnung der mittleren translatorischen Geschwindigkeit  $v_{mean}$  des Positionssignals, durch Division der zurückgelegten Trajektorienlänge  $d$  durch die betrachtete Zeitdauer  $\Delta t$ .

$$v_{mean} = \frac{d}{\Delta t} \quad (4.3)$$

Die Hypothese, dass längere Trajektorien bzw. höhere mittlere Geschwindigkeiten mit einer höheren Schwere und mehr Fanglagerverschleiß einhergehen, wird in [66] mittels Experimenten an ungeschmierten, käfigbehafteten Stahlkugellagern nachgewiesen. Zudem kann ein fortlaufender Verschleiß sowie der Beginn schwerer Lagerschäden bei konsekutiv durchgeführten Absturzversuchen beobachtet werden. Die Experimente zeigen eine fortlaufende Steigerung der Trajektorienlänge und eine Abnahme der zweiten zeitlichen Ableitung. In [80] wird mittels experimenteller Daten eine Vorhersage der Lebensdauer mittels der Auswertung der zweifachen zeitlichen Ableitung der Positionsdaten unternommen.

Neben der Analyse des zeitlichen Verlaufs der Positionsdaten, ist die Auswertung der Maximalwerte aufschlussreich. Die maximale radiale Auslenkung  $r_{max}$  laut Gleichung (4.4) liefert Hinweise über unzulässige Deformationen oder Auslenkungen, die zu einer Beschädigung durch Überlast oder Anstreifen führen.

Die maximal auftretende Geschwindigkeit  $v_{max}$  nach (4.5) ist eine Möglichkeit Maximallasten zu quantifizieren, auch wenn keine direkte Kraftmessung an den Lagerstellen durchgeführt wird. Die Geschwindigkeit wird dabei in jedem Zeitschritt  $t_i$  bestimmt, was eine hochfrequente Datenerfassung erfordert. Wie später im Experiment gezeigt wird, liegt eine lineare Korrelation zwischen erfassten maximalen Lagerkräften und gemessenen maximalen Rotorgeschwindigkeiten vor.

$$r_{max} = \max_{0 \leq i \leq i_{max}} \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \quad (4.4)$$

$$v_{max} = \max_{0 \leq i \leq i_{max}} \frac{\sqrt{(x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2}}{t_i - t_{i-1}} \quad (4.5)$$

## 4.2 Kraftbasierte Analyse

Die Analyse der Kräfte, die auf die Lager einwirken, ermöglicht eine direkte Beurteilung der Lagerauslegung. Meist sind Kraftdaten aus Simulationen zu erhalten, da eine Messung an den Lagerstellen aufwendig und kostenintensiv sowie in der Auslegungsphase noch nicht möglich ist. Der Vergleich der auftretenden Lasten  $F_i$  mit der statischen Tragzahl  $C_0$  der Lager liefert eine Wichtige Information zur Abschätzung des Risikos einer, als sehr kritisch einzuschätzenden, plastischen Verformung von Lagerkomponenten. Tritt eine plastische Verformung durch Überlast des Lagers auf, ist von einer merklichen Erhöhung der Lagerreibung bis hin zu einem Totalversagen der Lagerung auszugehen, woraus weitere Folgeschäden am Gesamtsystem entstehen können. Demnach kann für die minimal notwendige Tragzahl  $C_0$  laut (4.6) gefordert werden, dass diese größer als die auftretenden Lasten ist.

$$\max_{0 \leq i \leq n} F_i \stackrel{!}{<} C_0 \quad (4.6)$$

Da die Lagerkräfte meist dynamischer Natur sind, muss ein kurzzeitiges Überschreiten der statischen Tragzahl allerdings nicht zwangsläufig zu plastischem Verformen führen, da hierfür Gleitbewegungen im metallischen Werkstoff der Lager initiiert werden müssen. Diese setzen eine zeitlich hinreichend ausgedehnte Einwirkungsdauer voraus. Die erforderlichen Daten sind allerdings Materialabhängig und müssen aufwendig experimentell ermittelt werden. Ergebnisse von Hochgeschwindigkeitszugversuchen für, in der Automobilindustrie eingesetzte Stahlsorten, werden in [81] vorgestellt. Eine Verdopplung der Fließspannung mancher Stähle bei hohen Dehnraten ist demnach möglich. Im Experiment werden später Lagerkräfte erfasst, welche bis zu 75 % über der

---

statischen Tragzahl liegen. Die Zeitdauer dieser Einwirkung beträgt wenige Millisekunden und führt zu keinen spürbaren plastischen Deformationen der Lagerelemente.

Da diese Maximalkräfte trotzdem als schädigend sowohl für Lagerkomponenten und Rotorbauteile zu bewerten sind und mit hohen Reibkräften einhergehen, werden sie als Schwereindikator herangezogen.

Eine weitere Möglichkeit ermittelte Kraftverläufe zu nutzen, ist die Berechnung der Ermüdungsgrenzbelastung von Wälzlagern nach ISO 281 [82]. Hierzu müssen zusätzlich die den Kraftverläufen zugehörigen Drehzahlen der Lager bzw. äquivalente Werte  $P_{\ddot{a}q}$  und  $U_{\ddot{a}q}$  bekannt sein. Die Berechnung beruht auf der Annahme, dass mit einer bestimmten Erlebenswahrscheinlichkeit (meist 90 %) ein Wälzlagerschaden infolge von Ermüdungsbrüchen nach der berechneten nominellen Lebensdauer  $L_{10h}$  in Betriebsstunden auftritt. Sie berechnet sich nach Gleichung (4.7), wofür die vom Hersteller angegebene dynamische Tragzahl  $C$  und der Lagerexponent  $p$  bekannt sein muss. Bei Kugellagern ist  $p$  gleich drei.

$$L_{10h} = \frac{16.666}{U_{\ddot{a}q}} \cdot \left( \frac{C}{P_{\ddot{a}q}} \right)^p \quad (4.7)$$

$$n_{\text{Abstürze}} = \frac{3600 \cdot L_{10h}}{\Delta t_{\text{Absturz}}} \quad (4.8)$$

Wird die, aus einem Absturz berechnete, Lebensdauer mit der Absturzdauer  $\Delta t_{\text{Absturz}}$  nach Gleichung (4.8) ins Verhältnis gesetzt, ergibt sie die theoretische Anzahl an gleichartigen Abstürzen  $n_{\text{Abstürze}}$ , welche das Lager mit der vorausgesetzten Überlebenswahrscheinlichkeit ertragen kann. Bei der Berechnung muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Ermüdungslebensdauer der ISO 281 in Fanglageranwendungen keine Gültigkeit besitzt und auch keine experimentell belegbaren Hinweise darauf in der Literatur zu finden sind, auch wenn die Theorie Anwendung findet [53], [83]. Grund hierfür ist die sehr dynamische Betriebsart der Lager, für die keine Beiwerte ermittelt werden, welche die speziellen Umgebungs- und Betriebsbedingungen von Fanglagern repräsentieren können. In der Praxis wird bei Fanglagern meist nur ein Bruchteil der berechneten Lebensdauer erreicht. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird deshalb auf die Berechnungen nach ISO 281 verzichtet.

Trotz der Ungültigkeit der Norm in Bezug auf Fanglageranwendungen, lässt sich aus der  $L_{10h}$  ein Kennwert berechnen, welcher der Lagerbelastung proportional ist. Ähnlich der Trajektorienlänge aus Gleichung (4.1) wird ein Kennwert der Absturzschwere gebildet, wobei hier direkt die physikalische Größe verwendet wird, die ursächlich mit



---

den zu beobachteten Versagensmechanismen in Zusammenhang steht. Zum Vergleich von simulierten Absturzversuchen, bei denen die Kräfte aller Rotor-Fanglager-Kontakte gespeichert werden, eignet sich die Berechnung nach Gleichung (4.7) und (4.8) sehr gut.

### 4.3 Thermische Analysen

Technisch deutlich einfacher und kostengünstiger umzusetzen als eine Kraftmessung, ist das Erfassen von Temperaturen an Komponenten des Fanglagers. In [53] wird die Lageraußenringtemperatur bei mehreren Auslaufversuche eines SMS aufgezeichnet, um Informationen über die Viskosität des Schmiermittels und thermische Dehnungen im Lager zu erhalten. Zudem wird ein Einlaufprozess der Lager beobachtet, nachdem geringere Temperaturanstiege bei erneuten Auslaufversuchen auftreten.

Mögliche Messstellen im Fanglager sind die gut zugänglichen Flächen des stehenden Lagerrings mittels Temperaturfühler und das berührungslose Messen der Oberflächentemperatur der Fanglagerlaufläche am Rotor mittels Pyrometer. Die optische Messung mittels Pyrometer ermöglicht es hochfrequente Temperaturänderungen im reibungsintensiven Oberflächenbereich der Lauflächen zu erfassen, wohingegen die Temperaturmessung an angrenzenden Positionen mittels Temperaturfühlern einen stärkeren Einfluss der thermischen Trägheit des Fühlers und der Einbausituation aufweist.

Ziel der Erfassung der Temperaturen ist die Beurteilung von Reibungsvorgängen, welche, infolge von Verschleißprozessen, mit der Gebrauchsdauer eines Lagers ansteigt. Als Indikator für die Absturzschwere oder Verschleiß kann demnach der maximal erfasste Temperaturanstieg  $\Delta T_{max}$  während eines Absturzes mit einer Messung im Neuzustand verglichen werden. Ein weiterer Aspekt der Temperaturerfassung ist das Erkennen von unzulässigen Übertemperaturen bei den sehr langen Auslaufzeiten von SMS, welche Schmiermittel oder Lagermaterialien schädigen. Der häufig verwendete Wälzlagerstahl 100Cr6 (Werkstoffnummer 1.3505) zeigt ohne besondere Wärmebehandlung oberhalb einer Temperatur von 120 °C Maßänderungen infolge von Gefügeumwandlungsprozessen [69]. Die langfristige Aussetzung ist bei Wälzlagern aus diesem Stahl als kritisch zu beurteilen und sollte vermieden werden.

### 4.4 Analyse der rotatorischen Freiheitsgrade

Der am häufigsten verfügbare rotatorische Freiheitsgrad ist der des Rotors. Die Abnahme der Rotordrehfrequenz  $f_{Rotor}$  quantifiziert die globale Dissipation während eines

Absturzes. Da der Hauptanteil der Bremswirkung, die auf den Rotor einwirkt, der Reibung in und am Fanglager zugesprochen werden kann, steht die zeitliche Ableitung von  $f_{Rotor}$  demnach auch in einer Proportionalität zur dortigen Reibleistung und einem Verschleiß der beteiligten Komponenten. Dementsprechend kann die Antiproportionalität des Zustands der Fanglager gegenüber der Drehzahlrate angenommen werden, sofern eine Vergleichsmessung bei neuwertigem Fanglager herangezogen wird.

$$\frac{\delta f_{Rotor}}{\delta t} \propto \text{Reibung} \propto \text{Verschleiß} \propto \frac{1}{\text{Zustand}} \quad (4.9)$$

Experimente, bei denen starke Schäden an Fanglagern auftreten, weisen betragsmäßig deutlich erhöhte Drehzahlraten auf. Davon kann abgeleitet werden, dass spätestens bei der Beobachtung unerwartet kurzer Auslaufzeiten von einem Schaden auszugehen ist, der eine Wartung erfordert.

Steht, wie bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Prüfstand, eine Überwachung der Drehzahlen der Fanglagerelemente zur Verfügung, kann diese ebenfalls zu Analyse der Reibung in und am Fanglager herangezogen werden. Das Wissen um die zu erwartenden oder realen Beschleunigungen im Fanglager kann dem Lagerhersteller Informationen über die Eignung eines Käfigs liefern und im Zweifel den Verzicht auf Käfige rechtfertigen. Die Drehzahlabnahme der austrudelnden Fanglager nach einem temporären Absturz, liefert eine weitere Information, anhand derer der Zustand der Fanglager bewertet werden kann. Vorgespannte Wälzlager zeigen ein, für viskose oder trockene Reibung charakteristisches, Reibmoment. Verschleißbedingte Erhöhungen des Reibmoments können, anhand der erhöhten Beträge der Drehzahlraten erkannt und quantifiziert werden. Für trockene Wälzlager berechnet sich mit der maßgebenden Lagerlast aus der Vorspannung  $P_V$ , dem Wälzkoeffizienten  $\mu_W$  des Lagers und dessen mittleren Durchmesser  $D_m$  das Reibmoment des radial unbelasteten, frei drehenden Fanglagers  $M_{frei}$  laut Gleichung (4.10). Mit der allgemeinen Bewegungsgleichung des Fanglagers (4.11) kann durch Einsetzen und Umformen von (4.10) mit (4.12) der Wälzkoeffizient und damit der Zustand des Lagers berechnet werden.

$$M_{frei} = \mu_W \cdot P_V \cdot D_m \quad (4.10)$$

$$\dot{\omega}_{FL} = \frac{M_{frei}}{\Theta_{FL}} \quad (4.11)$$

$$\mu_W = \frac{\dot{\omega}_{FL} \cdot \Theta_{FL}}{P_V \cdot D_m} \quad (4.12)$$

Die experimentell ermittelten Wälzkoeffizienten der Hybrid-Spindellager mit intakter MoS<sub>2</sub> Schmierung liegen bei etwa 0,0005. Bei Versuchen mit verschlissenen Schmiermittel treten Wälzkoeffizienten zwischen 0,007 und 0,005 auf. Der deutliche Unterschied kann anhand zweier in unterschiedlichen Versuchen gemessenen Auslaufkurven in Abbildung 13 nachvollzogen werden, bei denen die Fanglagereinheiten nur durch die Vorspannung belastet austrudeln, nachdem der Rotor relevitiert wird. Bei intakter Schmierung verzögert die Fanglagereinheit innerhalb von 57 Sekunden von 657 Hz in den Stillstand. Bei verschlissener Schmierung werden für die gleiche Drehzahlabnahme hingegen nur 6 Sekunden benötigt. Charakteristisch für die trockene Reibung in den Wälzlagern ist in beiden Fällen, der von der Drehzahl unabhängige, annähernd lineare Drehzahlabfall.

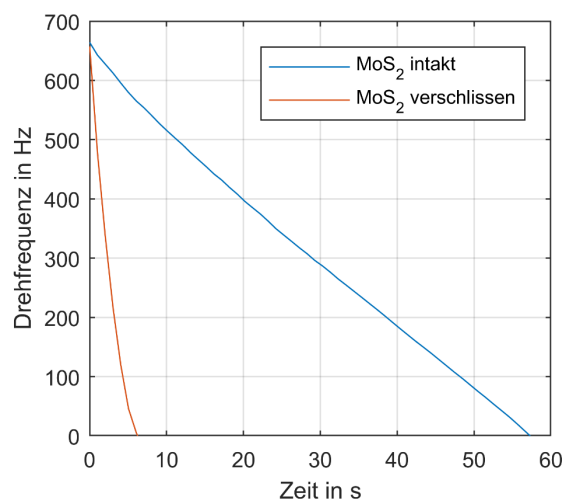


Abbildung 13: Gemessene Auslaufkurven von Fanglagereinheiten mit intakter und verschlissener Schmierung nach der Relevitation des Rotors im Vakuum



---

## 5 Fanglagerprüfstand

Aufgrund des hohen Energieinhalts und des damit einhergehenden Zerstörungspotentials bei der experimentellen Untersuchung von Rotorabstürzen mit Schwungmassenspeichern, wird die experimentelle Untersuchung mit einem skalierten Stellvertretersystem durchgeführt. Neben den Wünschen nach besserer Handhabbarkeit sowie der Möglichkeit defekte Komponenten an Rotor und Stator tauschen zu können, besteht die Anforderung nach hoher mechanischer Robustheit. Weiterhin soll der Prüfstand mit umfassender Sensorik ausgestattet werden können.

Hierzu wird ein Prüfstand konzipiert, welcher den Wünschen und Anforderungen gerecht wird und gleichzeitig eine repräsentative Ähnlichkeit mit den realen Schwungmassenspeichern aufweist. Um letzteres zu erfüllen, müssen vor allem die dynamischen Eigenschaften, insbesondere des Prüfstandrotors, Ähnlichkeiten zu Schwungmassenspeichern wie dem ETA290 aufweisen. Zu den betrachteten Ähnlichkeitskriterien zählen neben der vertikalen Rotorausrichtung, die gyroskopischen Eigenschaften des Rotors, welche durch das Verhältnis  $k_\Theta$  von polarem zu axialem Massenträgheitsverhältnis repräsentiert werden. Weiterhin ist das Beibehalten der Hauptträgheitsachsen als Symmetrieachsen ein wichtiges Ähnlichkeitsmerkmal.

Bei der Rotordynamik zu beachten sind weiterhin Eigenfrequenzen, insbesondere Biegeeigenfrequenzen, welche beim Schwungmassenspeicher oberhalb des Betriebsbereichs liegen. Beim Rotorabsturz können diese Schwingungen allerdings durch impulsartige Kontaktkräfte angeregt werden. Daher ist es Ziel die Biegeeigenfrequenzen konstruktiv auf ein vergleichbares Niveau zu bringen.

Wichtig für das tribologische Verhalten der Lager und der Laufflächen sind das Umgebungsmedium und der Umgebungsdruck, da diese Einfluss auf Reibung und Verschleißmechanismen haben [84]. Die Vakuumumgebung im SMS führt zu einer näherungsweise inerten Umgebung, was tribochemische Reaktionen mit dem Umgebungsmedium ausschließt. Im Falle einer MoS<sub>2</sub>-Schmierung tritt zusätzlich der Effekt auf, dass bei atmosphärischen Drücken in feuchter Umgebungsluft die Reibwerte wesentlich höher als im Vakuum sind. Ebenso ist nach der Aussetzung in feuchter Luft bei MoS<sub>2</sub> geschmierten Wälzlager im Vakuum der Effekt zu beobachten, dass es mehrere hundert Umdrehungen erfordert, um erneut ein niedriges Reibmoment zu erzielen

---

[68]. Zudem entfällt im Vakuum der konvektive Anteil des Wärmeübertrags, was infolge der hohen Oberflächengeschwindigkeiten einen nennenswerten Einfluss auf das thermische Verhalten der Komponenten nimmt. Zur Erzeugung vergleichbarer Versuchsbedingungen wird der Prüfstand in einem Vakuumbehälter untergebracht der gleichzeitig als Berstschutz dient.

Weiterhin wird während eines gewollt eingeleiteten Rotorabsturzes eine berührungsfreie axiale Lagerung mittels eines aktiven Magnetlagers gewährleistet. Im Außenläufer SMS wird hierfür ein sehr robustes, ausfallsicheres permanentmagnetisches Lager verwendet, welches auch im Falle eines Radialagerausfalls weiterhin das Gewicht stabil tragen kann, da seine Tragfähigkeit nur von der temperaturabhängigen Remanenz der Permanentmagnete abhängig ist.

## **5.1 Vorstellung des Rotorkonzepts**

Als geeignetes Konzept wird nach Analyse der Anforderungen eine symmetrische Rotorgestalt gewählt, die zwar der Topologie eines Innenläufers entspricht, aber trotzdem sehr ausgeprägte gyroskopische Eigenschaften und eine hohe Biegesteifigkeit aufweist. Das in Abschnitt 3.1 beschriebene Eigenverhalten der SMS-Rotoren wird für einen möglichst große Vergleichbarkeit durch den Versuchsrotor abgebildet. Zum Erreichen der hohen Oberflächengeschwindigkeiten und eines hohen polaren Massenträgheitsmoments werden zwei Scheiben mit großem Durchmesser und aufgedicktem Randbereich relativ nahe am Schwerpunkt des symmetrisch aufgebauten Rotors angebracht, wodurch das axiale Massenträgheitsmoment klein gehalten werden kann. An beiden Rotorenden werden die Magnetlagerzapfen mit Blechung und die Sensorfläche sowie die Anlaufläche für axial wirkende Fanglager angebracht. Diese sind als Rillenkugellager ausgeführt und werden auch zum Vergleichstest als konventionelle runde, radial wirkende Fanglager eingesetzt.

Die Maximaldrehzahl des Rotors wird in Absprache mit dem Magnetlagerlieferanten auf 20.000 U/min (333 Hz) festgelegt, was eine einfache Auslegung und Regelung des, als steif angenommenen, Rotors im Magnetlager verspricht, auch wenn technisch größere Drehzahlen prinzipiell möglich sind. Aus der festgelegten Maximaldrehzahl ergibt sich bei der geforderten Oberflächengeschwindigkeit von 230 m/s ein Durchmesser der Fanglagerscheiben von 220 mm. Der Rotor wird aus Gründen der Austauschbarkeit von Verschleißteilen und der Montierbarkeit mehrteilig ausgeführt. Um Unwucht und Lauffehler zu minimieren, werden die einzelnen Bauteile mittels koaxialer Zentrierung

ausgerichtet. Zur Platzierung von Wuchtmassen am Rotor sind an den Fanglagerscheiben mehrere Gewinde angebracht.

Die endgültige Gestalt und Größe des Rotors ergibt sich in einem iterativen Gestaltungsprozess, bei dem auf Bauteilfestigkeit und fertigungsrechte Konstruktion geachtet wird. Übergeordnetes Ziel des Gestaltungsprozesses ist das Einhalten bestimmter Eigenschaften, die eine Ähnlichkeit des Versuchsrotors des Fanglagerprüfstands zum SMS ETA290 erzeugen. Einige dieser Eigenschaften werden in Tabelle 4 zusammengefasst und können zwischen den beiden Systemen verglichen werden.

Tabelle 4: Vergleich der Ähnlichkeitskriterien zwischen Fanglagerprüfstand und SMS ETA290

Eigenschaft	Fanglagerprüfstand	SMS ETA290	Einheit
Rotorausrichtung	vertikal	vertikal	-
Trägheitsverhältnis $k_\theta$	0,57	0,65	-
Rotormasse	19	153	kg
el. Biegeeigenfrequenzen	> 1469	> 1152	Hz
Maximale Drehfrequenz	333	233	Hz
Oberflächengeschw. Fanglager <sup>13</sup>	230	243	m/s
Umgebungsdruck <sup>14</sup>	$10^3$ bis $10^{-5}$	$10^{-3}$ bis $10^{-5}$	mbar
Ausführung	2 x 6 Einheiten	2 x 8 Einheiten	-
Axiallagerung	aktiv	passiv	-
Fanglagerspalt planetar	0,25	0,25-0,85	mm
Laufrollendurchmesser	34	38	mm
Krümmung Rastpolbahn	konvex	konkav	

Zentraler Unterschied zwischen dem Versuchsrotor und dem Rotor eines SMS ist der Massenunterschied des skalierten Prüfstandrotors zum Speicherrotor, der ca. um den Faktor acht schwerer ist. Zudem wird beim Fanglagerprüfstand die Anzahl der Lagereinheiten pro Ebene von acht auf sechs reduziert. Grund hierfür sind erste Ergebnisse einer Simulationsstudie (vgl. Abschnitt 6.4), bei der sich langsamere Rotorbewegungen und geringere Kontaktkräfte im Fanglager mit geringerer Rollenanzahl ausprägen. Zudem sinken Kosten und Komplexität des Systems.

Ein weiterer Unterschied der am Fanglagerprüfstand nicht nachgebildet wird, ist die radiale Aufweitung des SMS-Rotors bei steigender Drehzahl um bis zu 0,6 mm. Der

<sup>13</sup> Angabe bezieht sich beim SMS ETA290 auf den Radius der Fanglagerlauffläche. Am Außenradius des Rotors werden bis zu 317 m/s erreicht.

<sup>14</sup> Der SMS ETA 290 wird aufgrund der hohen Gasreibung nicht in atmosphärischer Umgebung betrieben.

Fanglagerspalt des Prüfstands lässt sich lediglich statisch, mittels Passscheiben vor einem Versuch auf einen konstanten Wert in diskreten Stufen einstellen und ist durch die maximal zulässige Auslenkung im Bereich der Sensorebene begrenzt. Die Krümmung der Rastpolbahnen beziehen sich auf den Bewegungsfreiraum des Rotors im Fanglager, welcher sich, wie in Abschnitt 3.6 beschrieben, konvex oder konkav gestaltet. Praktisch unterscheiden sich die Freiräume aufgrund der Fertigungs- und Montagetoleranzen sowie der radialen Aufweitung des SMS Rotors in Rotation deutlich mehr, als durch die Krümmungsradien.

Trotz der Unterschiede der Fanglagerspaltgröße und des unterschiedlichen Rotorgewichts wird von einer ausreichenden Ähnlichkeit der Systeme ausgegangen. Vor allem die erreichbaren hohen Oberflächengeschwindigkeiten eines gyroskopischen Rotors mit vertikaler Rotorausrichtung stellen eine Neuheit in der Fanglagerforschung dar und können mit bekannten Prüfstandsaufbauten nicht abgebildet werden. Die Möglichkeit des Betriebs im Vakuum erweitert die Aussagekraft für SMS erheblich.

## 5.2 Konstruktion des Rotors

Die geometrische Bemaßung des Rotors erfolgt nach den Ähnlichkeitskriterien, der Kompatibilität von Zukaufteilen und der verfügbaren Magnetlagerelektronik. Das Ergebnis des iterativen Gestaltungsprozesses ist in Tabelle 5 und Abbildung 14 dargestellt.

Tabelle 5: Geometrische Größen des Versuchsrotors

Geometrische Größe	mm
Rotorlänge $l_R$	353
Magnetlagerabstand $l_{ML}$	229
Fanglagerabstand $l_{FL}$	135
Eisenlänge Magnetlager $l_{FE,ML}$	48
Aktive Länge Antrieb $l_A$	50
Durchmesser Fanglager $\varnothing_{FL}$	220
Durchmesser Antrieb $\varnothing_A$	85
Durchmesser Magnetlager $\varnothing_{ML}$	47
Durchmesser Zentrierzapfen	20
Fügedurchmesser Blechung	11

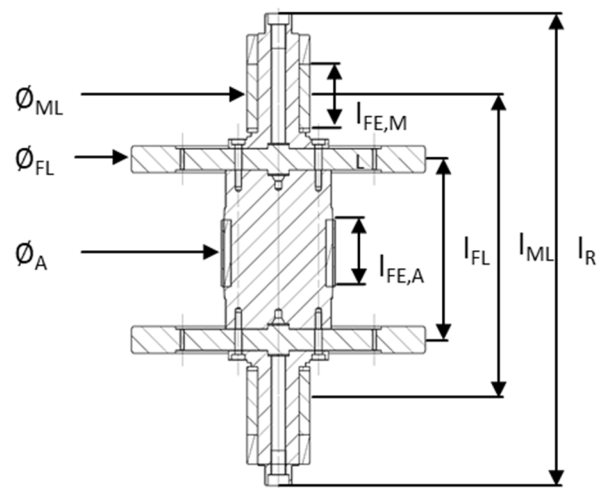


Abbildung 14: Schnittdarstellung des Versuchsrotors

Mit dem Ziel, mechanisch und thermisch eine hohe Stabilität zu erlangen und beschädigte Bauteile einfach austauschen zu können, wird eine modulare Stahlbauweise mit axial verschraubten Bauteilen und mittiger Zentrierung gewählt. Die erforderlichen



---

Durchgangsbohrungen in den Fanglagerscheiben führen aufgrund ihrer Kerbwirkung im Betrieb zu hohen Spannungen. Mittels Finite Elemente Methode (FEM) wird eine dreidimensionale Analyse der Spannungen vorgenommen. Bei einer Überdrehzahl von 5 % tritt in den Bohrungsändern eine maximale von Mises Vergleichsspannung von 456 MPa auf. Als Material wird der verschleißfeste Nitrierstahl 31CrMoV9 (Werkstoffnummer 1.8519) verwendet. Für die untere Streckgrenze bei Bauteilen dieser Größe wird 650 MPa angenommen [85], woraus sich eine Sicherheit gegenüber Fließen von 1,42 ergibt. Zur Steigerung der Verschleißfestigkeit und Erhöhung der Festigkeit in den oberflächennahen Bereichen, wird eine Randschichthärtung mittels Teniferierung auf ca. 65 HRC, bei einem zweiten Satz Scheiben eine Plasmanitrierung mit einer Oberflächenhärte von 62 HRC vorgenommen. Der zweite Satz kommt bei den in Vakuum durchgeführten Versuchen zu Einsatz. Pro Fanglagerscheibe lassen sich auf einem Radius von 72 mm insgesamt 24 M3 Gewindestifte mit maximal 16 mm Länge als künstliche Unwucht anbringen. Pro Gewindestift lässt sich damit eine Unwucht von maximal 57 gmm anbringen.

Als Antriebsmaschine wird ein Synchronmotor mit 2 Polpaaren und einem Nennstrom von 35 A<sub>eff</sub> und 10,3 Nm Maximalmoment der Firma ATE<sup>15</sup> verwendet, welche auf einer beigestellten weichmagnetischen Stahlwelle montiert und mittels CFK Bandage fixiert wird.

Die Magnetlagerzapfen an beiden Rotorenden werden über einen Flansch mit der Motorwelle durch die Durchgangsbohrungen der Fanglagerscheiben mit acht M5 Schrauben verschraubt. Die, für ein verlustarmes Magnetlager mit hoher Kraftdynamik, erforderlichen Blechungen zur Führung des magnetischen Flusses werden zusammen mit den massiven Sensortargets aus Stahl thermisch auf die Lagerzapfen aufgeschrumpft. Das Aufschrumpfen ist notwendig, um ein Abheben der Bleche infolge der Fliehkraftdehnung zu vermeiden. Abheben erfolgt sobald ein Fugendruck  $p_{Fuge}$  von 0 MPa erreicht wird. Gleichzeitig ist zu berücksichtigen, dass die Streckgrenze des Blechmaterials nach dem Fügen im Stillstand oder in Rotation nicht überschritten wird. Hierfür wird ein Sicherheitsfaktor gegenüber Fließen von  $S_F = 2$  angenommen. Die maximale Vergleichsspannung tritt am Innendurchmesser des Außenteils auf. Die Berechnung erfolgt mittels FEM-Analyse und wird mit der analytischen Methode nach [86] überprüft.

---

<sup>15</sup> Antriebstechnik und Entwicklungs GmbH & Co. KG

Das Innenteil besteht aus 31CrMoV9, hat einen Innendurchmesser von 10 mm und außen einen Fügedurchmesser von 31 mm. Das kritischste Teil stellt das aufgeschrumpfte Elektrolech der Güte NO20 dar, welches eine Streckgrenze von 330 MPa aufweist [87]. Das Nennübermaß des Zapfendurchmessers beträgt 0,02 mm. Das zulässige untere Übermaß wird mit 0,005 mm, das obere mit 0,03 mm vorgegeben. In Tabelle 6 sind die Ergebnisse der mechanischen Auslegung des rotierenden Pressverbands der Magnetlagerblechung zusammengefasst.

Tabelle 6: Mechanische Auslegung Pressverband Magnetlagerblechung

Übermaß	Vergleichsspannung $\sigma_{v,max}(20.000 \text{ U/min})$	Abhebedrehzahl $p_{Fuge} = 0 \text{ MPa}$
0,005 mm	29,3 MPa	28.000 U/min
0,030 mm	158 MPa	70.000 U/min
0,02 mm	106 MPa	57.000 U/min

### 5.3 Auslegung der Magnetlager

Die Auslegung der Magnetlager erfolgt nach Absprache mit dem Zulieferer der Magnetlagerendstufe, welche eine digitale Regelungsplattform und Schaltverstärker beinhaltet. Die Zwischenkreisspannung der Endstufen beträgt 48 V und der Maximalstrom ist auf 6 A begrenzt. Das Lager wird als 8 poliges Lager in heteropolarer Bauweise erstellt und mittels Differenzwicklung angesteuert (siehe [4]). Die Spulen der Vormagnetisierung und des Steuerstroms befinden sich auf jeweils zwei Schenkeln einer Achse einer Richtung des Blechschnitts. Die Bestimmung der erforderlichen Maximalkraft erfolgt mit dem Ziel, die translatorischen Starrkörpereigenfrequenzen bei etwa 30 Hz mit einer maximalen Exzentrizität von 0,4 mm bzw. einer Unwuchtkraft von 255 N kompensieren zu können. Oberhalb der Starrkörpereigenfrequenzen erfolgt das dynamische Wuchten in den Magnetlagern mit den Verfahren nach [88] bzw. [89] durch das Platzieren additiver Wuchtmassen. Bei zentriertem Rotor und unter Berücksichtigung von Streuflüssen ergibt sich bei 6 A eine mittlere Feldstärke von 1 T in der Polfläche und eine Kraft von 250 N pro Lager, was analytisch nach [4] berechnet wird. Auslegungsparameter des Magnetlagers sind in Tabelle 7 zusammengefasst. In Abbildung 15 wird der Blechschnitt und der Spulenbauraum visualisiert. Die Auslegung des beidseitig auf die Fanglagerscheiben wirkenden Axiallagers, erfolgt analog zum Radiallager mit dem Auslegungsziel, das Zweifache Rotorgewicht bei einem magnetischen Luftspalt von 1,5 mm tragen zu können. Aufgrund des ungeblechten Aufbaus der flussführenden Bauteile der Axiallager wird von einer stark eingeschränkten Kraftdynamik

infolge hoher Wirbelstromverluste ausgegangen, was die experimentellen Versuche allerdings nur wenig beeinflusst.

Tabelle 7: Eigenschaften des Magnetlagers

Parameter	Wert	Einheit
Stapelhöhe Stator	43	mm
Polbreite	8	mm
Luftspalt nominell	1	mm
Wicklungsanzahl Bias	2 x 70	-
Wicklungsanzahl Steuer	2 x 72	-
Induktivität Biasspule	28,7	mH
Induktivität Steuerspule	12,2	mH
Maximalstrom	6	A
Flussdichte im Spalt	1	T
Maximalkraft	249	N

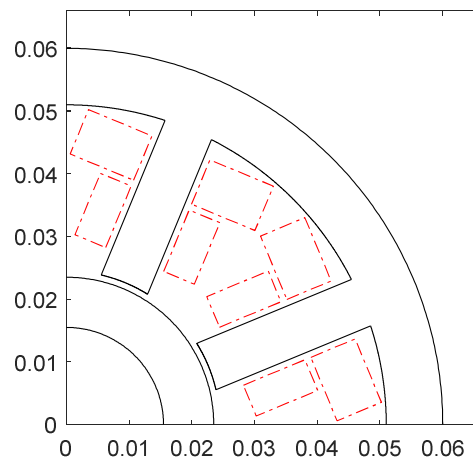


Abbildung 15: Viertelschnitt von Blechschnitt (schwarz) und Spulenraum (rot)

## 5.4 Konstruktion des Stators

Der Stator des Prüfstands besteht aus einem Gehäuse, in dem die Komponenten der planetaren Fanglager, der Magnetlager und des Antriebs eingepasst werden. Der Aufbau des Stators ist in Abbildung 16 in einer Explosionsansicht dargestellt. Die Gestalt des Rotors mit der Hinterschneidung der Fanglagerscheiben (siehe Abbildung 14) führt dazu, dass der, zwischen den Fanglagerscheiben platzierte, Stator des Antriebs nicht vom Rotor zu trennen ist ohne diesen zu demontieren. Die Montage der Statorbauteile im Gehäuse erfolgt durch einen engen Schiebesitz, was ein Kompromiss aus Konzentrität und Demontierbarkeit darstellt.

Die Magnetlager tragen jeweils die Sensorebenen, in denen die Rotorposition für die Regelung der Magnetlager und der Datenaufzeichnung erfasst werden. An beiden Enden der Magnetlager sind Träger von konventionellen, runden Fanglagern angebracht.

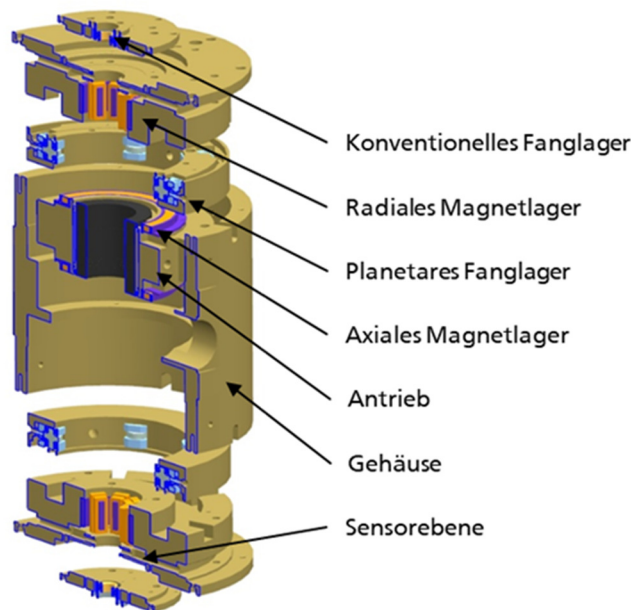


Abbildung 16: Explosionsdarstellung des Stators

## 5.5 Konstruktion und Ausführung der Fanglager

Das konventionelle Fanglagersystem besteht aus je einem Rillenkugellager vom Typ 6005 mit Stahlkugeln und Stahlblechkäfig und weist einen kreisrunden Fanglagerfreiraum auf. Die Lager sind im Stator auf Höhe der Wellenenden angebracht und bilden, für den Fall eines Axiallagerabsturzes, gleichzeitig die axialen Anschläge des Rotors. Mittels, auf den Innenring gepresster, Bundhülsen aus Bronze (CuSn12), kann der gewünschte radiale und axiale Fanglagerspalt auf maximal 0,9 mm vergrößert werden.

Das planetare Fanglagersystem besteht aus insgesamt zwölf Lagereinheiten, die auf zwei Ebenen verteilt sind. Die, auf Laufrollen gepressten, Wälzlager sind in radial verschiebbare, zweiteilige Aufnahmen aus Aluminium gefasst und mittels einer Schraube radial an die Lagerträger verschraubt. Die Fanglagereinheiten tragen je zwei Kugellager vom Typ 6001 und werden axial mittels Wellfederscheibe mit ca. 100 N vorgespannt (siehe Abbildung 18). Der Laufrollendurchmesser beträgt 34 mm und wird im Gegensatz zu den Fanglagerscheiben nicht gehärtet. Dies entspricht dem im SMS angewandten Konzept, dass die Rotorbauteile nur schwer zu wechseln sind und deswegen härter und damit verschleißfester ausgeführt werden, während bei den leichter zu wechselnden Rollen höherer Verschleiß vertretbar ist. Die Rollen werden dabei als Opfermaterial des Verschleißprozesses angenommen. Mittels Passscheiben und radialer Verschraubung wird der gewünschte radiale Abstand der Rollen zum Rotor auf einer speziellen Vorrichtung eingestellt. Nominell beträgt der radiale Freiraum in dieser Fanglagerebene 0,25 mm, was dem Fanglagerspiel des ETA290 im Stillstand entspricht.

Der Versuchsrotor im planetaren Fanglager und eine Detailansicht einer Fanglagereinheit sind in den Abbildung 17 und Abbildung 18 dargestellt.

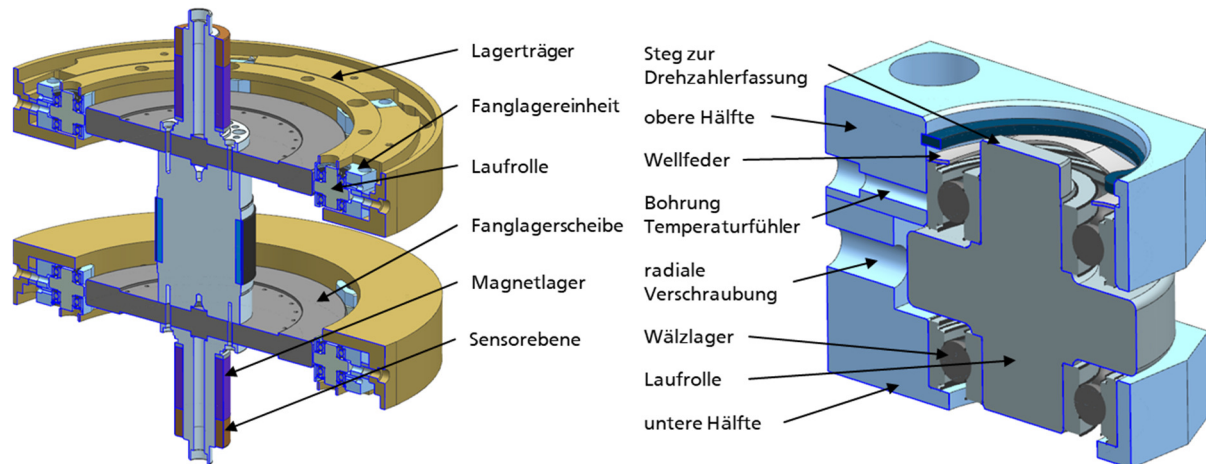


Abbildung 17: Versuchsrotor im planetaren Fanglager-System in Schnittdarstellung Abbildung 18: Fanglagereinheit in Schnittdarstellung

Bei den atmosphärisch durchgeführten Versuchen werden konventionelle Rillenkugellager mit Stahlblech und Stahlkugeln verwendet sowie ein Lithium-Seifenfett<sup>16</sup> mit einer kinematischen Viskosität von 18 mm<sup>2</sup>/s bei 40°C händisch appliziert, wobei eine Fettmenge von etwa 0,5 ml pro Lager verwendet wird. Die Versuche im Vakuum werden mit MoS<sub>2</sub>-geschmierten, Hybrid-Spindelmugellagern durchgeführt, welche auch im ETA290 eingesetzt werden (vgl. Abschnitt 3.6).

## 5.6 Instrumentierung und Datenerfassung

Zur Erfassung der radialen Rotorposition werden pro Sensorebene vier Wirbelstromsensoren (Eddylab T2) mit einer Bandbreite von 10 kHz eingesetzt, wobei je zwei Sensoren in Differenzanordnung angebracht sind. In axialer Richtung wird an beiden Rotorenden je ein induktiver Wegsensor (Balluff BAW0033) mit 1 kHz Bandbreite eingesetzt. Die Drehfrequenz des Rotors wird mit einem magnetischen Hallsensor (Allegro ATS667LSG) mit mindestens einem Impuls pro Umdrehung erfasst. Mit den gleichen Gebern kann die Drehfrequenz der Laufrollen erfasst werden, was an den sechs Lagern der oberen Lagerebene durchgeführt wird. An den zwölf Lagereinheiten beider Lagerebenen wird die Temperatur eines Lageraußenrings mittels PT100 Temperaturfühler erfasst. Die Auflösung des 300 K großen Messbereichs beträgt 0,02 K, wobei nur eine Messfrequenz der digitalen Messwandler (LKM 264) von 0,6 Hz gegeben ist. Die Oberflächentemperatur der Fanglagerscheibe wird mittels Infrarot-Thermometer

<sup>16</sup> Hersteller SKF, Typ LGLT2

---

(Pyrometer) berührungslos erfasst. Das verwendete Modell (optris CT 3ML) ist für Messungen auf metallischen Oberflächen ausgelegt und hat einen Messbereich von 50 °C bis 400 °C. Der Messwert wird auf einem 19 mm<sup>2</sup> großen Messfleck über eine Zeitdauer von 0,064 s gemittelt.

Da es nicht möglich ist die Kontaktnormalkraft direkt zu messen, wird zwischen Fanglagereinheit und Fanglagerträger eine Kraftmesszelle (PCB 211B) eingesetzt mit deren Hilfe die Auflagerkraft zwischen Fanglagereinheit und Gehäuse gemessen wird. Aus Kostengründen wird in jeder Ebene nur eine Fanglagereinheit messtechnisch erfasst. Mit Hilfe eines Ladungsverstärkers (Kistler ICAM 5073A) wird die erzeugte Ladungsverschiebung der piezoelektrischen Messzelle in ein analoges  $\pm 10$  V Signal gewandelt. Der Messbereich beträgt 0 kN bis 22 kN bei einer maximalen Bandbreite von 2 kHz und einer Wiederholbarkeit von ca. 11 N. Die analogen Daten werden über mehrere PCI-Datenerfassungskarten von National Instruments mit 8 kHz (Kraft- und Positionssignale) bzw. 100 Hz (Temperatursignale) auf einem PC erfasst und gespeichert. Die Auflösung der Datenerfassungskarten beträgt 16 Bit.

---

## 6 Simulation von Rotorabstürzen

Transiente Simulationen von Rotorabstürzen bieten den Vorteil einer vergleichsweise kostengünstigen Entwicklung und Optimierung von Fanglagern für spezifische magnetgelagerte Systeme. Änderungen von Designparametern und Eigenschaften lassen sich schnell umsetzen und analysieren. Insbesondere größere Systeme, deren Zugänglichkeit als schlecht und das Risiko eines Maschinenschadens als groß beurteilt werden, lassen sich einfacher in Simulationen als experimentell untersuchen. Eine weit verbreitete Methode ist das Aufstellen und Lösen von Bewegungsdifferentialgleichungen der Rotoren und ggf. weiteren beteiligten Strukturbauteilen. Der Rechenaufwand ist abhängig von der zeitlichen Diskretisierung, der Komplexität der dynamischen Modelle sowie der verwendeten Software zum Lösen der Bewegungsdifferentialgleichungen. In der Literatur finden sich viele Arbeiten, die sich mit der Simulation verschieden großer Rotoren bei Abstürzen beschäftigen (vgl. [83], [43], [46], [47], [90], [91]). Nicht selten treten unerwartet große Abweichungen zwischen Versuch und Simulation auf. Dies liegt zum einen an der großen Zahl an unzureichend genau bekannten Parametern, zum anderen an der komplexen, stark nichtlinearen Charakteristik der Kontaktdynamik im Fanglager. Diese führt zu einem sehr sensitiven Systemverhalten, welches bei kleinsten Änderungen der Rand- oder Anfangsbedingungen mit großen Änderungen des dynamischen Verhaltens reagiert. Dennoch ist es möglich, durch hinreichend genaue Modellierung der Stator- und Rotordynamik sowie eine möglichst realitätsnahe Abbildung der Kontaktkräfte das globale Rotorverhalten während eines Absturzes abzubilden und repräsentative Ergebnisse zu erzeugen.

Neben der Kenntnis des globalen Rotorverhaltens im planetaren Fanglager ist es von Interesse, den Einfluss der Anzahl der Fanglagereinheiten zu erfahren. Aus diesem Grund wird zunächst ein Vergleich des Simulationsmodells des Fanglagerprüfstands mit experimentellen Daten vorgenommen und der verwendete Parametersatz vorgestellt. Im nächsten Schritt soll an dem Modell die Anzahl der Rollen variiert werden. Daraufhin wird das Modell des Versuchsrotors an die Masse des ETA290 Rotors angepasst und untersucht, wie sich dieser in dem unveränderten Fanglager mit sechs Lagereinheiten pro Ebene verhält. Daraus wird abgeleitet, welche Lasten am realen SMS zu erwarten sind. Die vorgestellten Simulationen werden in MATLAB durchgeführt und nutzen den



in [43] entwickelten Programmcode, welcher für die Verwendung von planetaren Fanglagern erweitert wird. Der Modellierungsansatz verwendet die linearisierten Bewegungsdifferentialgleichungen jeweils der Rotor- und Statorstruktur, welche in Gleichungssystemen abgebildet werden. Diese beiden linearen Gleichungssysteme werden durch die nichtlinearen Kontaktkräfte, welche in Kapitel 3.3 beschrieben sind, miteinander gekoppelt. Durch diese Kopplung wird die mechanische Interaktion der Strukturen repräsentiert. Nach Definition der notwendigen Anfangsbedingungen können die Bewegungsdifferentialgleichungen gelöst und die Koppelgleichungen für jeden Zeitschritt berechnet werden. Die berechneten Zustände und Kontaktkräfte werden daraufhin zur weiteren Auswertung verwendet (siehe Kapitel 4).

## 6.1 Modellbildung

Die Bewegungsdifferentialgleichungen von Rotor und Stator des Fanglagerprüfstands werden in Modellen abgebildet, dessen Elemente aus Timoshenko-Balken bestehen. Diesen werden durch ihre Geometrie- und Materialeigenschaften Massen- und Steifigkeitseigenschaften zugewiesen. Bei Timoshenko-Balken wird im Gegensatz zu den einfacheren Bernoulli-Balken zusätzlich deren Schubsteifigkeit berücksichtigt. Die Bernoullische Annahme, dass der Balkenquerschnitt senkrecht zur Mittelachse steht, ist infolge der Schubverformung nicht erfüllt. Bei kurzen Balkenelementen, wie sie in den betrachteten Modellen auftreten, wird jedoch ein Großteil der Steifigkeit durch dessen Schubverformung generiert, weshalb Bernoulli-Balkenelemente ungeeignet zur Diskretisierung erscheinen. Jedes Balkenelement liegt zwischen zwei Knoten und wird mit je zwei translatorischen sowie zwei Neigungsfreiheitsgraden abgebildet.

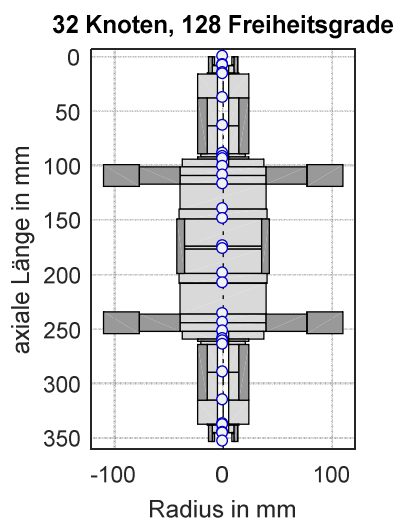


Abbildung 19: Balkenmodell des Versuchsrotors

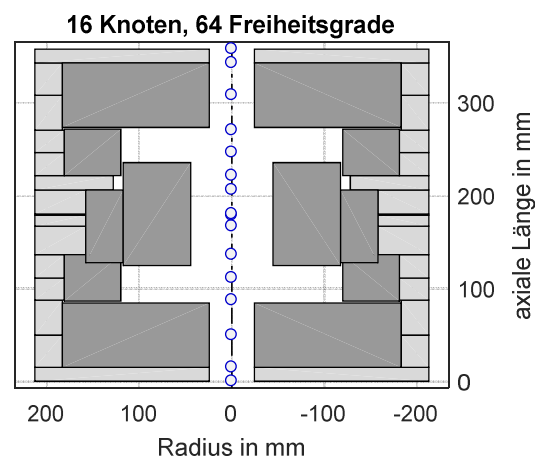


Abbildung 20: Balkenmodell des Versuchsstators



Tabelle 8: Eigenschaften der Balkenmodelle des Prüfstands

Eigenschaft	Wert	Einheit
Trägheitsverhältnis $k_\theta$	0,56	-
Masse Rotor	18,3	kg
1. Biegeeigenfrequenz Rotor	1664	Hz
2. Biegeeigenfrequenz Rotor	1976	Hz
Masse Stator	118,4	kg
Biegeeigenfrequenzen Stator	> 2643	Hz

Der Stator wird an einem Ende starr mit der Umgebung verbunden. Auf den Rotor wirken die negative Steifigkeit des Antriebs sowie diskret auf den Fanglagerscheiben platzierte Unwuchten. Die Kopplung von Rotor und Stator erfolgt an den Knoten der Fanglager bzw. des Stators über die Kontaktkräfte. Die Erfassung der Rotorposition erfolgt an den jeweils drittletzten äußeren Rotorknoten, an denen sich im Prüfstand die Positionssensoren befinden. Zusätzlich werden die Positionen des Rotors in der Fanglagerebene gespeichert.

Die statische Kontaktnormalkraft  $F_{n,stat}$  wird mittels der in Abbildung 21 dargestellten, experimentell ermittelten Kraft-Verformungskennlinie einer Fanglagereinheit abgebildet. Ab einer Kraft von 4000 N wird die Kennlinie mit einem quadratischen Polynom extrapoliert. Mittels des Kontaktdämpfungsmodells aus Gleichung (3.9) wird  $F_{n,stat}$  zur dynamischen Kontaktnormalkraft  $F_n$  erweitert. Die Rollen bilden im Modell ein gleichseitiges Polygon mit geraden Kanten, da der Einfluss der Krümmung als sehr klein bewertet wird. Der Rotor kann mit ein bis zwei Rollen einer Ebene Kontakt haben.

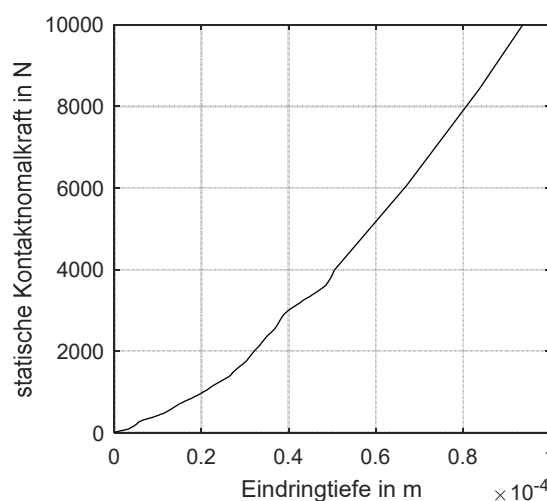


Abbildung 21: Statische Kraft-Verformungs-Kennlinie einer Fanglagereinheit

Die Rollen einer Ebene sind auf den entsprechenden Knoten des Stators fixiert und besitzen je einen rotatorischen Freiheitsgrad. Die Vorspannung der Lagereinheiten wird

---

berücksichtigt und nach (4.10) ein Lagerreibungsmoment berechnet. Der Wälzkoeffizient wird experimentell mittel Auslaufversuche der Fanglagereinheiten bestimmt, nachdem das Trockenschmiermittel verschlissen ist. Die Reibung zwischen der Rotorlauffläche und den Fanglagerrollen wird über das Coulombsche Gesetz abgebildet und besitzt einen geschwindigkeitsabhängigen Reibwert. Der Reibwert wird über die Gleitgeschwindigkeit von Rotoroberfläche und Fanglagerrolle berechnet. Ausgehend von den in [63] ermittelten Reibwerten wird der Reibwertverlauf formuliert, mit dem sowohl die anfängliche reibintensive Synchronisierungsphase als auch das Rotorverhalten bei nahezu angeglichenen Oberflächengeschwindigkeit im Experiment abgebildet werden kann. Der stückweise lineare Verlauf über die drei Geschwindigkeitsbereiche ist in Tabelle 9 beschrieben ebenso wie die weiteren für die Simulationen verwendeten Parameter. Als Anfangsbedingungen der Simulation werden die translatorischen Zustände und die Drehzahl des Rotors definiert, während sich alle anderen Zustände von Stator und Fanglager in Ruhe befinden. Die Simulationen starten mit einer mittigen Position des Rotors, welcher infolge der Unwuchten und der negativen Steifigkeit des Antriebs initial ausgelenkt wird.

Tabelle 9: Verwendete Modellparameter zur Simulation

Parameter	Wert	Einheit
Modale Strukturdämpfung	1	%
Fanglagerspalt	0,25	mm
Rollkoeffizient $\mu_{roll}$	0,001	-
Wälzkoeffizient $\mu_{w\ddot{a}l z}$	0,0065	-
Vorspannung Lagerpärchen	100	N
Trägheitsmoment Laufrolleneinheit	$5,5 \cdot 10^{-4}$	kgm <sup>2</sup>
Kontaktdämpfungsbeiwert $\alpha$	5	s/m
Reibkoeffizient		-
$\mu(0 \leq v_{gleit} < 20 \text{ m/s})$	0,18	
$\mu(20 \text{ m/s} < v_{gleit} < 30 \text{ m/s})$	$0,18 - 0,08 \cdot \left(10 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{-1} \cdot v_{gleit}$	
$\mu(v_{gleit} > 30 \text{ m/s})$	0,10	
Negative Steifigkeit des Antriebs	$1 \cdot 10^3$	N/m
Unwucht obere Fanglagerscheibe 0°	$0,562 \cdot 10^{-5}$	kgm
Unwucht untere Fanglagerscheibe 90°	$1,124 \cdot 10^{-4}$	kgm

## 6.2 Exemplarische Absturzsimulation

Als exemplarisches Beispiel wird ein Absturz aus einer Drehzahl von 13.000 U/min (216,7 Hz) simuliert und die Ergebnisse der ersten 5 Sekunden vorgestellt. Abbildung 22 stellt die Positionsdaten des Rotors in der oberen Sensor- und Fanglagerebene dar. Die Trajektorien der ersten 0,2 Sekunden sind grün markiert um den Beginn des Absturzes herauszuheben. Die gestrichelte schwarze Linie markiert die Begrenzung des Fanglagerfreiraums, innerhalb dessen sich der Rotor frei bewegen kann. Zu erkennen ist, dass der Rotor durch den Freiraum springt und sich keine kontinuierliche vorwärts oder rückwärts gerichtete Umlaufbewegung einstellt. Der Rotor befindet sich den größten Zeitanteil im Freiflug, hat also vergleichsweise wenig Kontakt zum Fanglager. In der Mitte des Freiraums hält sich der Rotor etwas seltener auf als an der Freiraumgrenze. Die Eindringtiefe  $\delta$  des Rotors in die Fanglagerebene beträgt weniger als 0,072 mm. Die Auslenkungen in der Sensorebene zeigen ein ähnliches Muster wie die der Fanglagerebene. Da die Biegeverformungen des Rotors klein gegenüber seinen Auslenkungen sind bleibt die Rotorposition im erwarteten Rahmen der Freiraumprojektion begrenzt. Weiteren Aufschluss über das Systemverhalten liefert der zeitliche Verlauf der Drehfrequenzen von Rotor und Rollen, der translatorischen Geschwindigkeit des Rotors und der Kontaktkräfte. Dies geschieht in Abbildung 23. Die Drehfrequenz des Rotors ist

---

mit dem Verhältnis der Durchmesser von Fanglagerscheiben zu Rollen (FL1 bis FL6) skaliert. Das Verhältnis stellt das kinematische Übersetzungsverhältnis bei angeglichenen Oberflächengeschwindigkeiten von Rotor und Rolle dar. Die Oberflächengeschwindigkeiten sind nach zwei Sekunden nahezu angeglichen, wobei die Rollen eine Drehfrequenz von maximal 1.303 Hz erreichen und der Rotor 17,9 Hz seiner Drehfrequenz verliert. Nach Abschluss dieser Phase verlangsamt sich die Drehzahlabnahme des Rotors und die Rollen verzögern synchron mit der Rotordrehzahl. Erkennbar ist, dass die Rollendrehzahlen wiederholt über kurze Zeiträume verzögern und wieder beschleunigen. Die Verzögerung wird durch das Reibmoment der vorgespannten Wälzlagerpaare der Fanglagereinheiten bewirkt, während bei hinreichend großen Kontaktkräften die Beschleunigung infolge der Kontaktreibung erfolgt.

Der Rotor zeigt aufgrund seiner springenden Bewegungsform, eine stark schwankende translatorische Geschwindigkeit. Zur besseren Veranschaulichung ist das mit 2 kHz bzw. 50 Hz digital tiefpassgefilterte Signal dargestellt, wodurch eine Abschätzung der mittleren Geschwindigkeit verbessert wird. Die Kontaktnormalkraft der einzelnen Fanglagereinheit ist ebenfalls mit 2 kHz digital tiefpassgefiltert. Bei der Betrachtung von Geschwindigkeits- und Kraftdaten fällt auf, dass deren Werte während der Synchronisierung erhöht sind und ihre Maximalwerte von 0,303 m/s bzw. 3.488 N an der Fanglagereinheit FL1 erreichen. Zeitgleich zu den Maximalwerten treten auch die größten Drehzahlraten von über 50.000 Hz/s der Rollen auf. Der Maximalwert der Kontaktnormalkräfte aller Lagereinheiten ist mit 5.681 N deutlich größer als der, der dargestellten Fanglagereinheit und tritt an einer Einheit in der unteren Ebene auf. Diese großen Unterschiede der Maximalwerte deuten auf eine starke stochastische Streuung bei der Erfassung der Maximalkräfte hin.

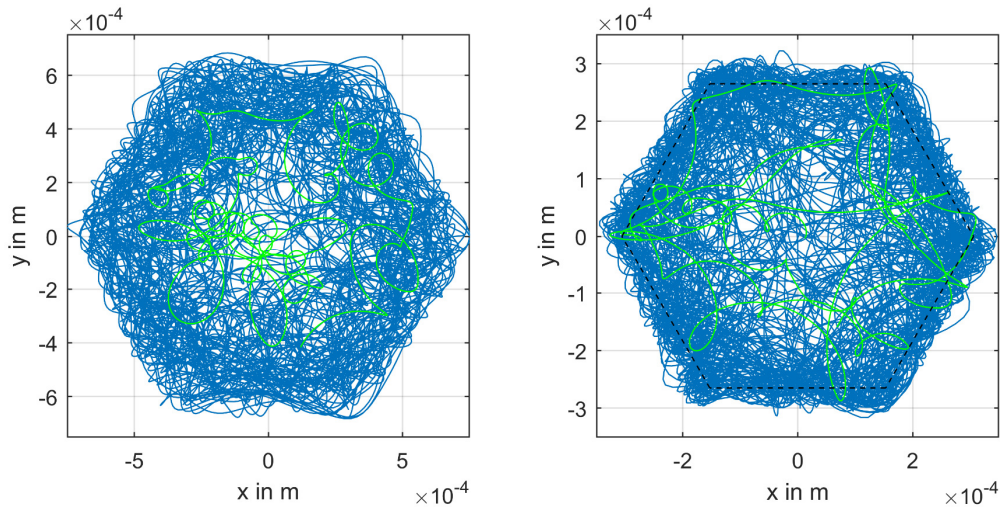


Abbildung 22: Simulierter Absturz aus 13.000 U/min. Rotorposition der oberen Sensorebene (links) und der Fanglagerebene (rechts). In grün ist die Trajektorie der ersten 0,2 Sekunden markiert, in gestricheltem schwarz die Freiraumbegrenzung.

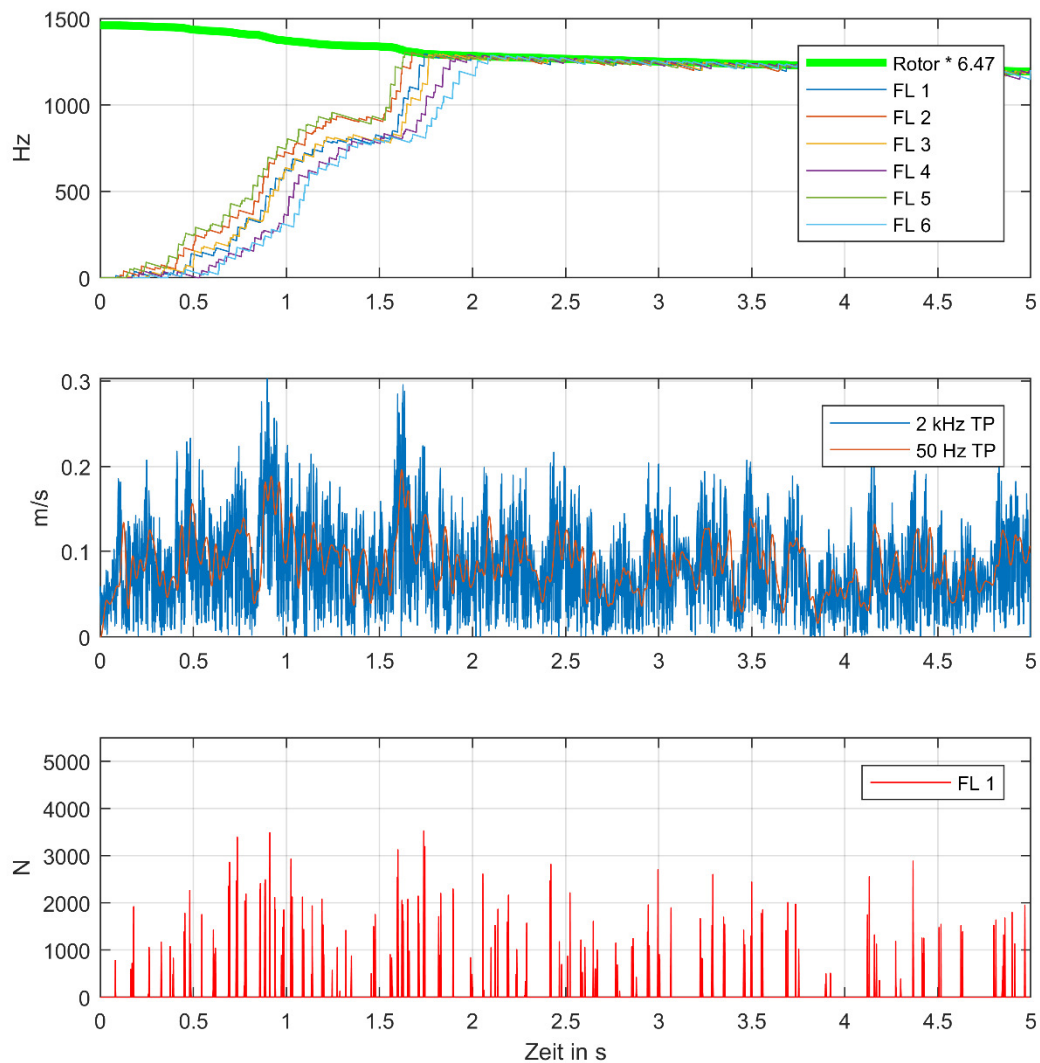


Abbildung 23: Simulierte Zustandsgrößen bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min. Drehfrequenzen (oben), Translatorische Geschwindigkeit (Mitte), Kontaktnormalkraft der ersten Fanglagereinheit (unten)

---

### 6.3 Bewertung der Simulationsgüte

Die Bewertung der Simulationsgüte erfolgt anhand des Vergleichs mit einem Absturzversuch aus gleicher Drehzahl. Zum einen kann ein visueller Abgleich der Daten erfolgen, zum anderen können die verfügbaren Signale mit den Methoden aus Kapitel 4 objektiviert und verglichen werden. Zunächst erfolgt der visuelle Abgleich von simulierten Daten aus Abschnitt 6.2 und experimentellen Daten aus der Versuchsreihe 3, welche in Abschnitt 7.6 genauer erläutert wird.

Da keine Positionsdaten in der Fanglagerebene vorliegen, wird die Rotorposition mittels linearer Interpolation zwischen den beiden Positionssignalen der Sensorebenen berechnet. Die gemessenen bzw. berechneten Positionsdaten der oberen Sensor- bzw. Fanglagerebene sind in Abbildung 24 dargestellt. Die grün markierte Trajektorie hebt dabei die Rotorbewegung 0,2 Sekunden vor und nach dem Detektieren des Absturzes von der restlichen Aufzeichnung farblich ab. Analog zu Abbildung 23 sind die zeitlichen Verläufe der Drehfrequenzen, der translatorischen Geschwindigkeit in der oberen Sensorebene sowie die Auflagerkraft der Fanglagereinheit FL1 der oberen Fanglagerebene in Abbildung 25 dargestellt. Zusätzlich wird die gemessene Oberflächentemperaturänderung der oberen Fanglagerspur während des Absturzes aufgetragen, um den Reibleistungsanstieg zu quantifizieren. Global betrachtet ergibt sich eine Ähnlichkeit des simulierten Absturzes zum experimentell durchgeführten Absturz. Das springende Rotorverhalten, die Abnahme der Rotordrehzahl und die Größenordnung der Kraft- und Geschwindigkeitsniveaus werden grundsätzlich ähnlich abgebildet. Im Vergleich zur Simulation ergeben sich allerdings auch diverse Unterschiede während des Experiments. Auffällig ist, dass der Bewegungsraum des Rotors etwas kleiner und unsymmetrischer ausfällt, als der ideal gleichseitige, polygonförmige Freiraum der Simulation. Dies ist zum einen in der diskreten Einstellung der radialen Position der Fanglagereinheiten mittels Passscheiben begründet, die eine minimale Schrittweite von 0,05 mm zulässt. Zum anderen bildet sich zu Beginn des Absturzes eine vergleichsweise ungerichtete, mutmaßlich von der Unwucht angefachte, Taumelbewegung des Rotors im Fanglagerfreiraum aus, welche erst im Verlauf des Versuchs in die Bewegungsform übergeht die in der Simulation beobachtet wird. Bei der Betrachtung der Rotationsfrequenzen stellt der zeitliche Versatz der Rollenbeschleunigung einen Unterschied zur Simulation dar, ebenso wie die längeren Zeiträume, in denen die Rollen kontaktlos trudeln. Die Verläufe der Geschwindigkeit zeigen einen ähnlichen, aber weniger stark schwankenden Verlauf im Experiment. Der Eindruck bestätigt sich auch bei der Betrachtung der gemessenen Auflagerkraft, welche weniger Einzelkontakte erfasst als in der Simulation

auftreten. Das Niveau der Kontaktkräfte erscheint im Experiment niedriger, wobei in der unteren, nicht abgebildeten, Lagerebene höhere Kräfte erfasst werden.

Bei der Analyse der Daten von Simulation und Experiment bezüglich der in Kapitel 4 vorgestellten Schwereindikatoren, kann eine größere Übereinstimmung gefunden werden. In Tabelle 10 sind die in beiden Sensor- bzw. Lagerebenen ermittelten Schwereindikatoren der Trajektorienlänge, der mittleren Geschwindigkeit, Maximalkraft und -geschwindigkeit von Simulation und Experiment aufgelistet. Zur Verdeutlichung möglicher Unterschiede in den einzelnen Ebenen, werden die obere und untere Ebene einzeln gelistet. Die größte Streuung ist bei den Maximalkräften der Fanglagerebenen zu verzeichnen, was sowohl in der Simulation als auch in dem Experiment auftritt. Global ist eine etwas höhere Bewegungsintensität und höhere Lagerkräfte in der Simulation festzustellen. Das niedrigere Niveau der im Experiment erfassten Maximalkräfte, kann auch durch ein unbekanntes mechanisches Übertragungsverhalten der Fanglagereinheiten vom Rotor zur piezoelektrischen Kraftmesszelle erzeugt werden. Die Abnahme der Rotordrehzahl während der betrachteten 5 Sekunden beträgt 41,6 Hz in der Simulation und 34,8 Hz im Experiment was einer Drehzahlrate von -8,32 Hz/s bzw. -6,96 Hz/s entspricht.

Tabelle 10: Vergleich der Schwereindikatoren von Simulation und Experiment

Schwereindikator	Simulation	Experiment	Einheit
$d$ oben	0,278	0,277	m
$d$ unten	0,340	0,270	m
$v_{mean}$ oben	0,056	0,054	m/s
$v_{mean}$ unten	0,066	0,054	m/s
$v_{max}$ oben	0,303	0,304	m/s
$v_{max}$ unten	0,312	0,284	m/s
$F_{max}$ oben	3.524	3.108	N
$F_{max}$ unten	5.042	4.673	N
$\frac{df}{dt}$ Rotor	-8,29	-6,60	Hz/s

Die Auswertung der Daten zeigt signifikante Unterschiede vor allem im zeitlichen Ablauf von Simulation und Experiment. Eine exakte Vorhersage von maximalen Lagerkräften ist nicht gegeben. Ursachen hierfür können die starken Nichtlinearitäten der Kontaktkräfte sein, die im Modell nicht korrekt abgebildet werden. Die unterschiedlichen Anfangsbedingungen führen ebenso zu Abweichungen. Ein weiterer Grund für Abweichungen ist der nicht exakt abgebildete ungleichseitige Freiraum des Rotors im



---

Experiment. Das globale Rotorverhalten hingegen zeigt eine Ähnlichkeit, die auch durch die vergleichbaren Schwereindikatoren von Simulation und Experiment gezeigt werden kann.

Trotz der Unterschiede der zeitlichen Abläufe zwischen Experiment und Simulation wird die Güte des Simulationsmodells als hinreichend gut bewertet, um eine Studie zur Ermittlung des Einflusses verschiedener konstruktiver Parameter durchführen zu können. Zur Vorhersage der genauen Rotortrajektorien und der exakten Abbildung der Kontaktkräfte und Fanglagerzustände ist eine genauere Identifikation des Kontaktmodells notwendig sowie nähere Kenntnisse zum Verlauf des Gleitreibungskoeffizienten. Insbesondere eine Abhängigkeit von der Flächenpressung wird aktuell nicht abgebildet, was in der Literatur oft als wichtiger Einflussparameter betrachtet wird. Bisher liegen allerdings keine Daten für den gesamten relevanten Geschwindigkeits- und Flächenpressungsbereich vor (siehe [62], [63], [84]). Ebenso ist eine Erfassung der realen Unwuchten am Rotor und ein Abgleich mit den abgeschätzten und diskret am Rotor verteilten Unwuchten in der Simulation sinnvoll. Eine experimentelle Modalanalyse von Rotor und Stator stellt ebenfalls eine Möglichkeit dar, die Modellierungsgüte zu verbessern und die Simulationen näher an die Experimente zu rücken.



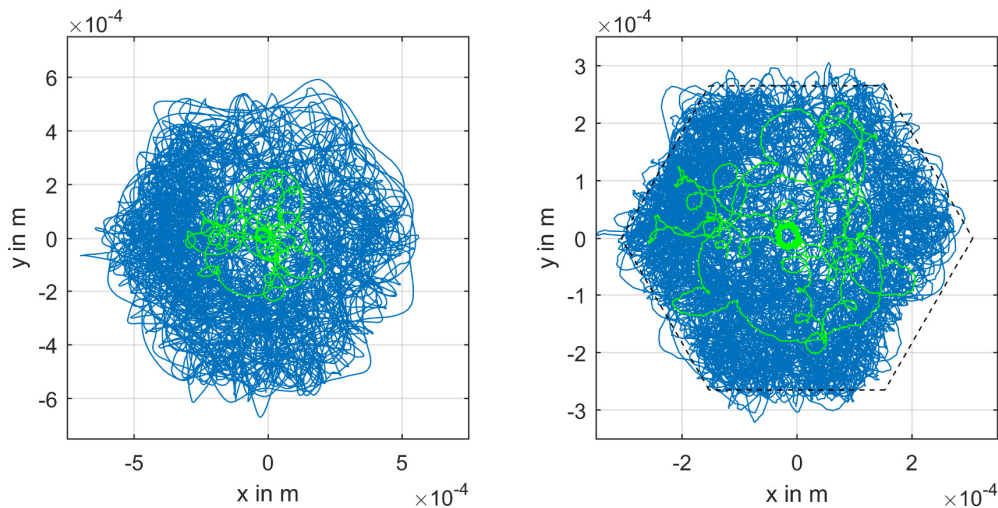


Abbildung 24: Gemessene Positionsdaten in der oberen Sensorebene (links) und berechnete Positionsdaten der oberen Fanglagerebene (rechts) bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min.

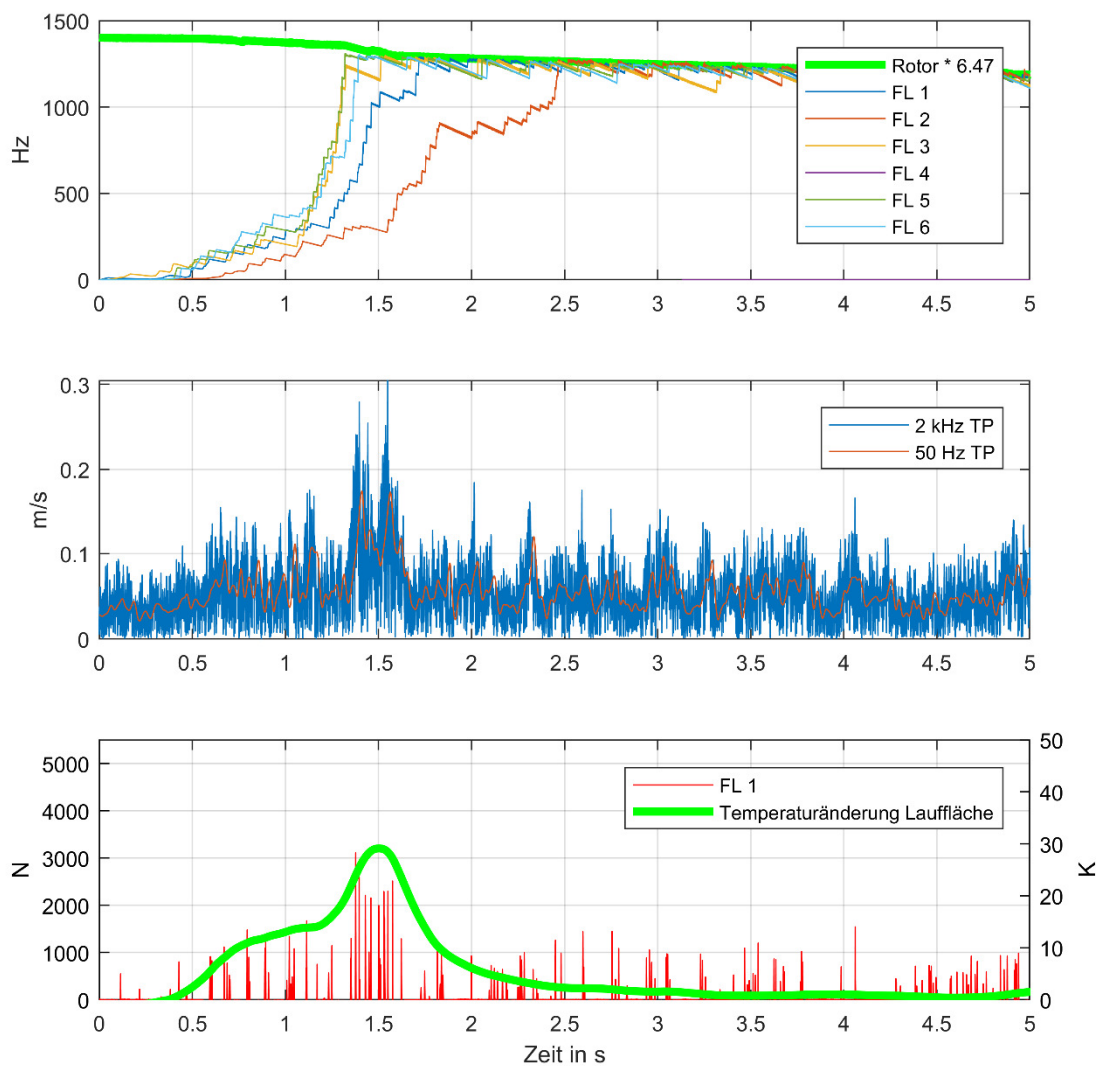


Abbildung 25: Gemessene Zustandsgrößen bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min. Oben: Drehfrequenzen. Mitte: Translatorische Geschwindigkeiten in oberen Sensorebene, Unten: Kraft auf Fanglager 1 und Temperaturänderung in der Rotorlauffläche

---

## 6.4 Variation der Rollenanzahl

Eine naheliegende konstruktive Variation des planetaren Fanglagers ist die Änderung der Anzahl der Fanglagereinheiten. Eine Reduktion der Anzahl verringert zum einen die Kosten, zum anderen wird die Rundheit des Fanglagerfreiraums verringert. Hierdurch sollte das potentielle Vermögen, Wirbelbewegungen zu unterdrücken und geringere Lasten zu erzeugen, gesteigert werden. Eine Erhöhung der Anzahl führt hingegen zu einem zunehmend kreisähnlichen Polygon mit potentiell höherer Wirbelanfälligkeit. Die minimal mögliche Anzahl der Lagereinheiten pro Ebene ist drei. Die Verwendung von mehr Einheiten bringt den Vorteil einer Redundanz bei einem einsetzenden Lagerschaden sowie einer Verteilung der Lasten auf mehr Lagereinheiten. Da an den umgesetzten SMS eine Anzahl von acht Lagern eingesetzt wird, wird mit dem vorgestellten Modell des Fanglagerprüfstands eine Simulationsreihe mit unterschiedlicher Absturzdrehzahl und Lageranzahl durchgeführt. Der Innenkreisdurchmesser des Polygonförmigen Freiraums wird bei 0,5 mm festgehalten. Exemplarisch sind Abstürze aus einer Drehzahl von 13.000 U/min mit jeweils drei, vier, fünf, sechs und acht Lagereinheiten pro Lagerebene anhand der Rotorbewegung in der oberen Fanglagerebene grafisch in Abbildung 26 bis Abbildung 30 dargestellt. Alle Simulationen haben die gleichen Anfangsbedingungen, wobei die Anfangsdrehzahl um 10% zufällig variiert wird. Die Rotorbewegung nach dem ersten Kontakt unterscheidet sich deutlich, abhängig von dem Auftreffwinkel und der Position der Unwuchten. Beides variiert im ersten Kontakt aufgrund der Tatsache, dass Ort und Zeitpunkt des Auftreffens in den unterschiedlichen Geometrien der Fanglager variieren. Abhängig vom ersten Kontakt entwickelt sich eine langsame taumelnde oder schnelle springende Bewegung des Rotors (dargestellt in grüner Farbe), welche etwa nach den ersten 20 Kontakten in eine charakteristische springende Bewegung übergeht, während die Rollen auf Synchron Drehzahl beschleunigen. Dieses Verhalten ähnelt bei fast allen Lagerkonfigurationen dem im vorherigen Abschnitt beschriebenen Verhalten. Bei den Simulationen mit acht Fanglagereinheiten pro Ebene geht der Rotor hingegen in der ersten Sekunde in eine schnell umlaufende Vorwärtswirbelbewegung über. Dabei treten große Auslenkungen und Kontaktnormalkräfte von über 10.000 N mit hohem Schadenspotential auf. Die Rollen werden deutlich schneller als bei anderen Simulationen beschleunigt. Der Wirbel verlangsamt sich nach wenigen Umläufen und geht in eine langsamere, springende Bewegung mit niedrigeren Geschwindigkeiten über.

Die Betrachtung der Rotorbewegung in Abbildung 26 bis Abbildung 29 zeigt ebenfalls, dass auch bei sinkender Anzahl von Fanglagereinheiten der Freiraum des Rotors in den Ecken genutzt wird, was zu deutlich größeren radialen Auslenkungen führt, obwohl der Innenkreisdurchmesser des Freiraums konstant ist. Die Zunahme der radialen Auslenkung beträgt bis zu 68% bei der Verwendung von drei Lagereinheiten, verglichen mit der Konfiguration mit sechs Einheiten. Diese zusätzliche Auslenkung ist bei der Auslegung der übrigen Spalte zu berücksichtigen, um ein unzulässiges Anstreifen des Rotors zu vermeiden (vgl. Anhang B).

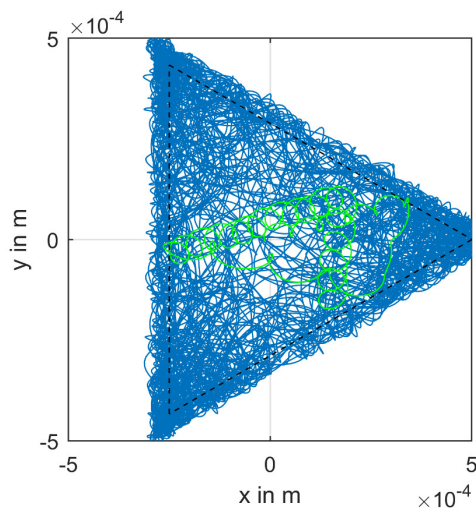


Abbildung 26: Absturzversuch in Fanglagerebene mit drei Fanglagereinheiten pro Ebene

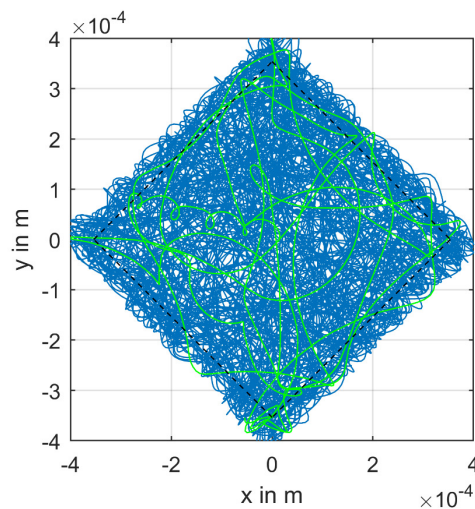


Abbildung 27: Absturzversuch in Fanglagerebene mit vier Fanglagereinheiten pro Ebene

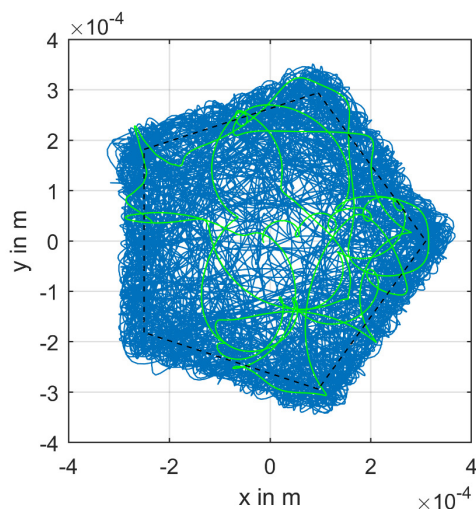


Abbildung 28: Absturzversuch in Fanglagerebene mit fünf Fanglagereinheiten pro Ebene

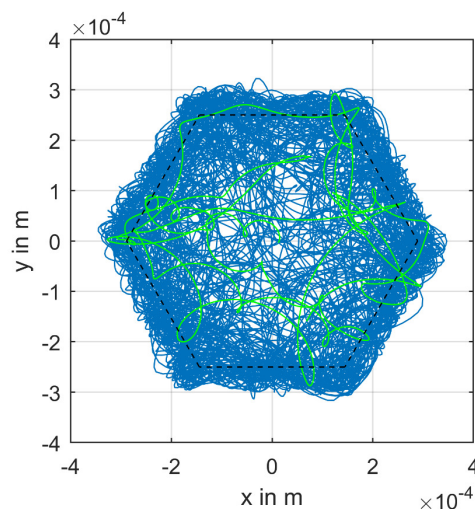


Abbildung 29: Absturzversuch in Fanglagerebene mit sechs Fanglagereinheiten pro Ebene

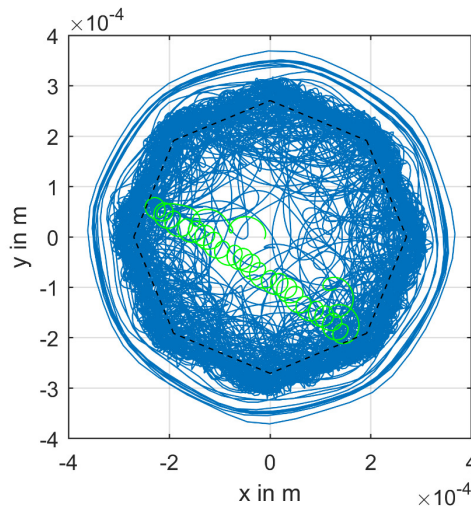


Abbildung 30: Absturzversuch in Fanglagerebene mit acht Fanglagereinheiten pro Ebene

Die Beurteilung der durchgeführten Simulationen wird mit unterschiedlichen Schwerindikatoren durchgeführt. Mangels fehlender Modellierung thermischer Vorgänge erfolgt keine Auswertung von Temperaturdaten. Der untersuchte Drehzahlbereich liegt zwischen 2.000 und 20.000 U/min (33,3 Hz bis 333,3 Hz).

Zunächst werden die mittleren translatorischen Geschwindigkeiten  $v_{mean}$  des Rotors in der oberen Sensorebene in Abbildung 31 dargestellt. Dabei ist eine Tendenz zu höheren Werten bei steigender Absturzdrehfrequenz zu verzeichnen. Eine Reduktion der Lageranzahl führt vor allem bei niedrigen Absturzdrehfrequenzen zu niedrigeren mittleren translatorischen Geschwindigkeiten, was sich ebenfalls in den auftretenden Maximalgeschwindigkeiten zeigt. Hier stechen besonders die Simulationen mit acht Lagern heraus, bei denen kurzzeitige Wirbel mit hohen Geschwindigkeiten auftreten. Aufgrund der auftretenden Wirbel weichen die Maximalkräfte dieser Simulationen in Abbildung 33, ebenso wie die Maximalgeschwindigkeiten in Abbildung 32, von den restlichen Simulationen ab. Die Maximalkräfte der anderen Simulationen weichen nur wenig voneinander ab. Eine Ausnahme bilden die Simulationen bei niedriger Absturzdrehfrequenz. Hier kann vermutet werden, dass aufgrund der initial hohen Reibkoeffizienten bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten während der ersten Kontakte mehr Reibarbeit in die translatorische Rotorbewegung transferiert wird als bei Versuchen mit höheren Drehfrequenzen, bzw. Gleitgeschwindigkeiten während der ersten Kontakte.

Aufgrund der sehr hohen Kontaktnormalkräfte bei den Simulationen mit acht Lagereinheiten, ist von einem hohen Schädigungspotential für Lager und Rotor auszugehen. Bei den Simulationen mit bis zu sechs Lagern ist ein, mit der Absturzdrehfrequenz ansteigender, Trend zu höheren Maximalkräften zu erkennen, wobei 5.904 N nicht

überschritten werden, was als technisch beherrschbares Niveau angesehen wird. Bei der Betrachtung der mittleren Drehzahlrate in Abbildung 34 ist der Einfluss der Lageranzahl noch deutlicher sichtbar. Mit steigender Absturzdrehfrequenz sinkt die Drehzahlrate annähernd linear bei allen Lagerkonfigurationen, was mit der größeren verrichtenden Reibarbeit infolge der größeren Gleitgeschwindigkeiten zwischen Rolle und Rotor und den tendenziell steigenden größeren Normalkräften begründet wird. Mit der Zunahme der Anzahl der Fanglagereinheiten nimmt die Drehzahlrate annähernd linear ab, was mit der von den Fanglagereinheiten aufgenommenen kinetischen Energie erklärt werden kann. Weiterhin führt die veränderte Systemdynamik und die höheren Kontaktkräfte zu mehr dissipierter Reibenergie an den Gleitflächen bzw. Lagern. Wird die auftretende Reibenergie über mehr Lagerelemente abgeführt, ist die Abnahme der Drehzahlrate in diesem Vergleich bezüglich der thermischen Lasten der Lagerelemente allerdings nicht negativ zu bewerten.

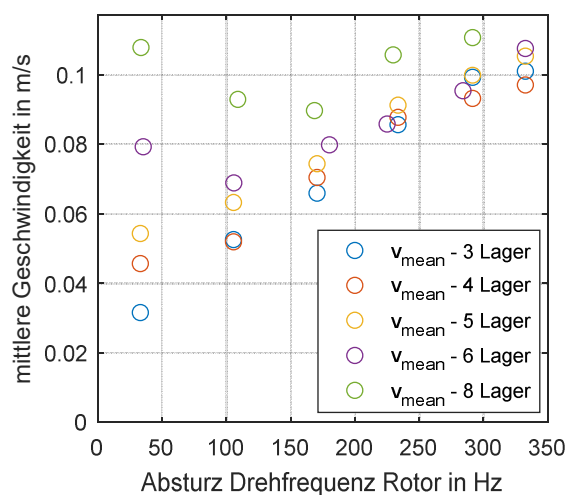


Abbildung 31: Mittlerer Geschwindigkeiten während Simulationen

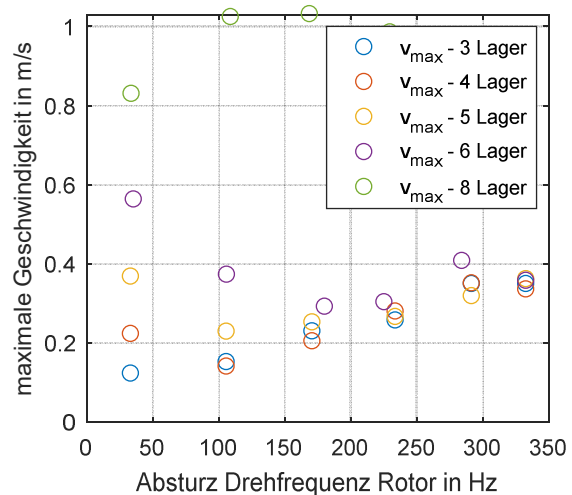


Abbildung 32: Maximale Geschwindigkeiten während Simulationen



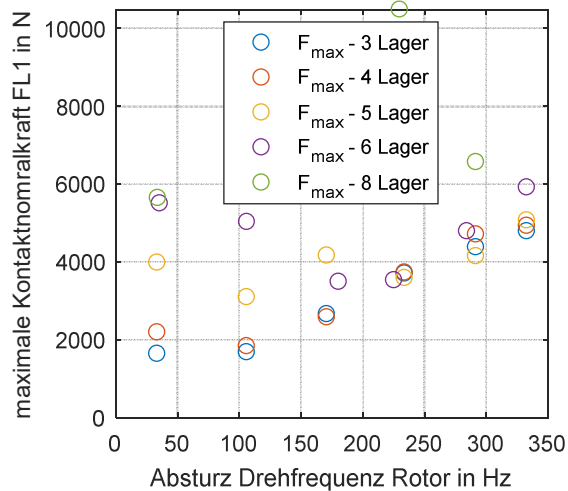


Abbildung 33: Max. Kontaktnormalkraft von Fanglager 1 in oberer Ebene während Simulationen

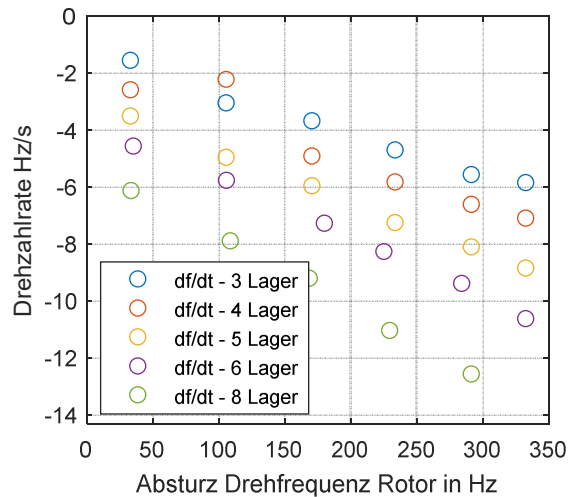


Abbildung 34: Drehzahlraten während Simulationen

Aus den Erkenntnissen der Simulationsreihe wird abgeleitet, dass die Reduktion der Anzahl der Fanglagereinheiten einer Ebene von acht auf sechs, eine deutliche Abnahme der verwendeten Schwereindikatoren herbeiführt und das Auftreten von gefährlichen Wirbelbewegungen verhindert. Wird die Anzahl der Lagereinheiten weiter verringert, führt dies zu keiner weiteren deutlichen Reduktion der Schwereindikatoren. Die Ergebnisse bestätigen die Erwartungen mit denen der Fanglagerprüfstand konzipiert wird. Zur Begrenzung der radialen Auslenkungen und um weiterhin die Vorteile mehrfach redundanter Lagereinheiten nutzen zu können, wird die Anzahl der Fanglagereinheiten am Prüfstand bei sechs pro Ebene beibehalten. Ob die Ausführung der vorgestellten SMS mit acht Lagereinheiten pro Ebene ebenfalls ein wirbelanfälliges System darstellen, kann aktuell nicht mit Sicherheit vorhergesagt werden, da kein experimenteller Nachweis durchgeführt wird.

## 6.5 Übertragbarkeit auf größere Rotoren

Zur ersten Beurteilung des Einflusses der Rotormasse wird eine Simulationsstudie durchgeführt, bei der das Modell des Versuchsrotors auf die Masse des SMS ETA290 angepasst wird. Erreicht wird die Skalierung durch die Variation der axialen Längen und Radien der einzelnen Balkenelemente. Zur Beibehaltung der Ähnlichkeitskriterien der Trägheitsverhältnisse  $k_\theta$  und der ersten beiden Biegeeigenfrequenzen des Versuchsrotormodells (vgl. Tabelle 4) wird in MATLAB ein gradientenbasiertes Suchverfahren angewendet, bei dem das Minimum des Gütefunktional  $G$  in Gleichung (6.1) gesucht wird. Darin beschreibt  $\Delta m$  den Massenunterschied des gefundenen Rotormodells zum Zielgewicht von 156 kg,  $\Delta f_i$  die Differenz der  $i$ -ten Biegeeigenfrequenz und  $\Delta k_\theta$  die

---

Differenz des Verhältnisses der Massenträgheitsmomente der gefundenen Rotormodells zum Versuchsrotormodell.

$$G = \Delta m^2 + \sum_i \Delta f_i^2 + \Delta k_{\Theta}^2 \quad (6.1)$$

Als Abbruchkriterium der Suche wird formuliert, dass das Gütefunktional in der letzten Iteration nur noch in der vierten Nachkommastelle Verbesserungen zeigt. Die Unterschiede der Vergleichsgrößen der Rotormodelle liegen nach Abschluss der Suche unterhalb von 1%. Das polare Massenträgheitsmoment des skalierten Rotormodells ist mit 1,73 kgm<sup>2</sup> um den Faktor 23 größer als das des Versuchsrotormodells. Damit weist das skalierte Rotormodell Eigenschaften auf, welche näher am SMS ETA290 liegen als der Versuchsrotor bzw. sein Modell. Das Modell des Stators und die geometrischen Größen zur Berechnung der Gleitgeschwindigkeit zwischen Rotor und Fanglagerrolle werden beibehalten. Das Fanglager hat sechs Fanglagereinheiten in jeder Ebene.

Das Modell aus skaliertem Rotor und unverändertem Stator wird analog zu Abschnitt 6.4 mittels einer Simulationsreihe mit variierender Absturzdrehfrequenz untersucht. Dabei werden verschiedene Schwereindikatoren betrachtet und mit den Simulationsergebnissen des unskalierten Rotormodells verglichen. Die Dauer der Simulationen beträgt fünf Sekunden und die Unwuchten des skalierten Rotors werden um den Faktor drei vergrößert (vgl. Tabelle 9), was aufgrund der größeren Rotormasse realistischer erscheint.

Die Analyse der mittleren translatorischen Geschwindigkeit des Rotors in Abbildung 35 zeigt, dass sich der schwerere Rotor im Fanglager langsamer bewegt als der leichtere. Ebenso sind die Maximalwerte der Geschwindigkeit geringer, wobei der Unterschied bei niedrigen Absturzdrehfrequenzen am größten ist. Oberhalb von 13.000 U/min (216,7 Hz) steigen die positionsbasierten Schwereindikatoren nicht mehr signifikant an. Als Ursache für die geringeren Geschwindigkeiten ist die größere Rotormasse zu vermuten, welche durch die Reibkräfte nicht die gleiche Beschleunigung erfährt wie der leichtere Rotor. Die in Abbildung 37 dargestellten maximalen Kontaktnormalkräfte, welche während dieser Phasen auftreten, sind wesentlich höher als beim leichteren Rotormodell was kurzzeitig zu höheren Reibleistungen führt. Da die reibintensive Phase, in denen die Fanglager beschleunigen, jedoch kürzer ist, erreicht das schwere Rotormodell nicht die gleiche Geschwindigkeit wie das leichte. Die in Abbildung 38 dargestellten Drehzahlraten fallen maßgeblich aufgrund des wesentlich höheren polaren Massenträgheitsmoments des schweren Rotors mit minimal -0,377 Hz/s deutlich kleiner aus als beim leichten Rotor, welcher mit -10,65 Hz/s verzögert.

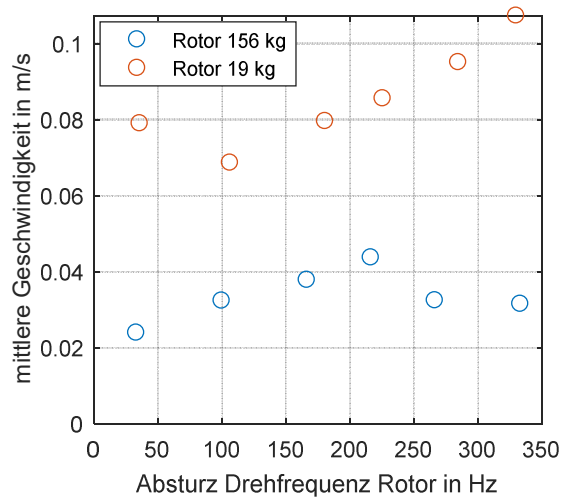


Abbildung 35: Mittlere Geschwindigkeit in oberer Sensorebene, während Simulation

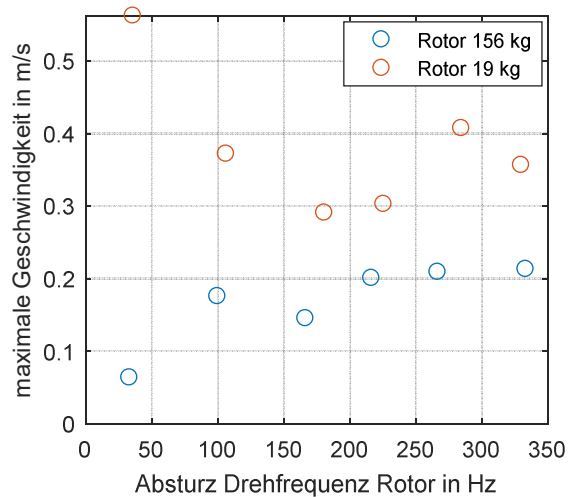


Abbildung 36: Maximale Geschwindigkeit in oberer Sensorebene, während Simulation

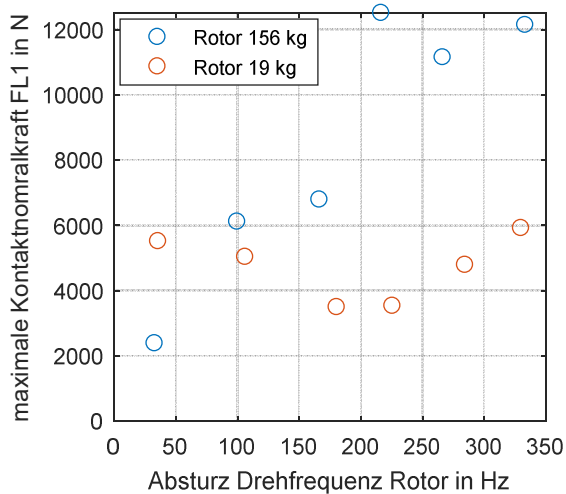


Abbildung 37: Maximale Kontaktnormalkraft von Fanglager 1 in oberer Ebene, während Simulation

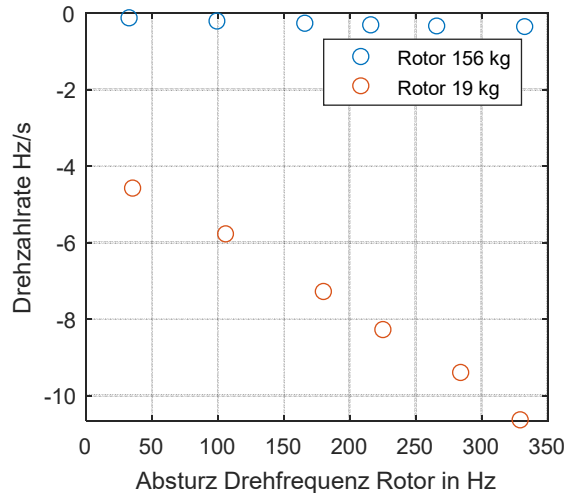


Abbildung 38: Mittlere Drehzahlrate des Rotors, während Simulation

Die Ergebnisse der Simulationsreihe deuten auf ein ähnliches Absturzverhalten des skalierten, schweren Rotors gegenüber dem Versuchsrotormodell hin. Die Schwereindikatoren der Positionsdaten zeigen sogar eine geringere Schwere aufgrund geringerer Bewegungsintensität an. Dabei zeigt sich vor allem kein starker Anstieg der Absturzschnelle bei hohen Drehzahlen, sondern es setzt eine Sättigung ein.

Die Betrachtung der maximal erfassten Kontaktnormalkräfte insbesondere bei hohen Drehzahlen wird hingegen als kritisch betrachtet, da sie teilweise deutlich über den Werten des leichten Rotors liegen. Die etwa 3 ms andauernden Kraftstöße können aufgrund ihrer großen Amplitude die bisher am SMS verwendeten Wälzlager beschädigen



---

und infolge dessen zu Folgeschäden am System führen. Auch wenn die am Fanglagerprüfstand unternommenen Absturzversuche zeigen, dass die auftretenden Lasten im Experiment geringer ausfallen als in den Simulationen vorhergesagt, kann plastisches Verformen von Fanglagerkomponenten bei einem realen Absturzversuch eines SMS in den bisherigen Lagern nicht völlig ausgeschlossen werden.



---

## 7 Experimentelle Untersuchungen

Die experimentellen Untersuchungen haben das Ziel das grundsätzliche Absturzverhalten des Rotors und der Fanglagerkomponenten zu untersuchen und Betriebsgrenzen zu erkennen. Dazu werden drei Versuchsreihen mit unterschiedlichen Fanglagerkonfigurationen durchgeführt und das Verhalten bei unterschiedlichen Absturzdrehfrequenzen untersucht. Nach Abschluss der Versuchsreihen finden Inspektionen und ggf. Instandsetzungsmaßnahmen statt, wobei Schäden und Verschleiß bewertet werden. Die Messdaten der Versuche werden mittels Schwereindikatoren evaluiert und untereinander verglichen. Dabei wird die Wiederholbarkeit der Versuche untersucht und Veränderung der Schwereindikatoren über der Dauer der Versuchsreihe beurteilt. Letzteres soll den Einfluss von Verschleiß auf die Absturzschnere bewerten.

### 7.1 Versuchsdurchführung Rotorabstürze

Zur Untersuchung des Verhaltens von Rotoren während eines Absturzes ins Fanglager, wird der Rotor etwas oberhalb der Absturzdrehzahl im Magnetlager beschleunigt. Nach Beginn der Datenaufzeichnung wird der Rotor frei von Antriebsmomenten zum Austrudeln gebracht. In Anhang D sind die dabei wirksamen mittleren Bremsmomente während der Versuche zusammengefasst. Ausschließlich durch Gasreibung bzw. die Ummagnetisierungsverluste von Magnetlager und Antrieb gebremst, erreicht der Rotor die gewünschte Absturzdrehzahl. Beim Erreichen der Absturzdrehzahl wird das radiale Magnetlager deaktiviert, wobei die Ströme der Magnetlager aktiv auf 0 A geregelt werden, um eine Beeinflussung der Rotorbewegung durch den Ausschaltvorgang zu vermeiden. Das axiale Magnetlager bleibt während des gesamten Absturzes aktiv, um das Eigenverhalten der radial wirksamen Fanglager isoliert zu betrachten. Bei vereinzelten Versuchen, bei denen translatorischen Geschwindigkeiten oberhalb von 0,5 m/s auftreten, kann eine kurzzeitige Instabilität des axialen Magnetlagers nicht vermieden werden, wodurch es zu zwei bis 13 Kontakten in den axial wirkenden zentralen Rillenkugellagern kommt. Ursache für diese Instabilität des Positionsreglers ist das stark nichtlineare, durch Reibung und Stick-Slip-Effekte begleitete axiale Rotorverhalten im Fanglager, wofür eine robustere Auslegung des Positionsreglers bei der begrenzten Bandbreite des ungeblechten axialen Magnetlagers erschwert wird.

---

Da für die Bewertung des Rotorverhaltens und die Ausprägung von charakteristischen Bewegungsmustern meist die ersten Sekunden nach Absturz von Bedeutung sind, werden die meisten Versuche durch Reaktivierung der radialen Magnetlager beendet. Der Rotor wird dadurch zurück in die mittige Schwebeposition levitiert und die Aufzeichnung der Daten beendet nachdem die Fanglager die Drehzahl null erreicht haben.

Bei so genannten Vollausschlagversuchen wird der Rotor bis zum Stillstand nicht reaktiviert. Hieraus sollen Informationen über das thermische Verhalten, den Verschleiß und das Auftreten kritischer Drehzahlen beim Abbremsen gewonnen werden.

Insgesamt werden mehr als 250 Absturzversuche durchgeführt und in unterschiedliche Versuchsreihen gegliedert. Meist werden die Versuche konsekutiv in mehreren Durchläufen mit jeweils steigender Abwurfdrehzahl durchgeführt. Dabei werden wiederholt Kontrollversuche bei gleicher Abwurfdrehzahl durchgeführt, um beispielsweise verschleißbedingte Effekte identifizieren zu können.

## **7.2 Konventionelles Fanglager**

Zur ersten Analyse vertikaler Rotoren und der Dynamik des gyroskopischen Versuchsrotors in Fanglagern werden zunächst Absturzversuche bei niedriger Drehzahl in das konventionelle, an den Rotorenden positionierte Fanglagersystem mit rundem Fanglagerorbit unternommen. Der radiale Fanglagerspalt beträgt 0,6 mm.

Beim Abwurf des Rotors in das konventionelle Fanglager stellt sich bei den meisten Versuchen ein wiederholbares charakteristisches Verhalten ein. Die dominante Bewegungsform ist dabei ein Rückwärtswirbel, der sich, abhängig von der Absturzdrehzahl, innerhalb weniger zehntel Sekunden nach den ersten springenden Kontakten einstellt und dann zunächst proportional zur weiter abfallenden Rotordrehzahl verlangsamt. Abbildung 39 links zeigt das Positionssignal des Rotormittelpunkts der oberen Sensorebene. Der Beginn des Absturzes ist mit grüner Farbe gekennzeichnet. Nach den ersten Kontakten läuft der Rotor zunächst kurz vorwärts und kehrt dann seine Bewegungsrichtung um. Die anschließende Rückwärtswirbelbewegung ist blau dargestellt. Rechts ist die translatorische zeitliche Ableitung des mit 2 kHz (blau) und des mit 50 Hz tiefpassgefilterten (orange) Positionssignals dargestellt. Die translatorische Geschwindigkeit des Rotors beträgt maximal 0,25 m/s und verlangsamt sich mit sinkender Drehzahl. Das Positionssignal der nicht dargestellten unteren Sensorebene verhält sich qualitativ und quantitativ ähnlich. Abbildung 40 stellt die zu dem gleichen Versuch gehörigen Daten der Rotordrehzahl und der aus den Positionssignalen berechnete translatorische Umlauffrequenz des Rotormittelpunkts dar.

Wie die Auswertung der Positionssignale beider Sensorebenen zeigt, bewegt sich der rückwärts umlaufende Rotor nahezu phasengleich und erreicht eine Umlauffrequenz von etwas über 55 Hz. Die Umlauffrequenz reduziert sich anfangs proportional zur Rotordrehzahl. Bemerkenswert ist, dass sich mit Abnahme der Rotordrehzahl auf etwa 8 Hz die Umlauffrequenz auf 0 Hz verringert. Der Rotor trudelt danach mit geringer translatorischer Bewegung weiter aus, um dann wieder einige Umläufe in Vorwärtsrichtung zu vollführen bis eine endgültige translatorische und rotatorische Ruhelage erreicht ist.

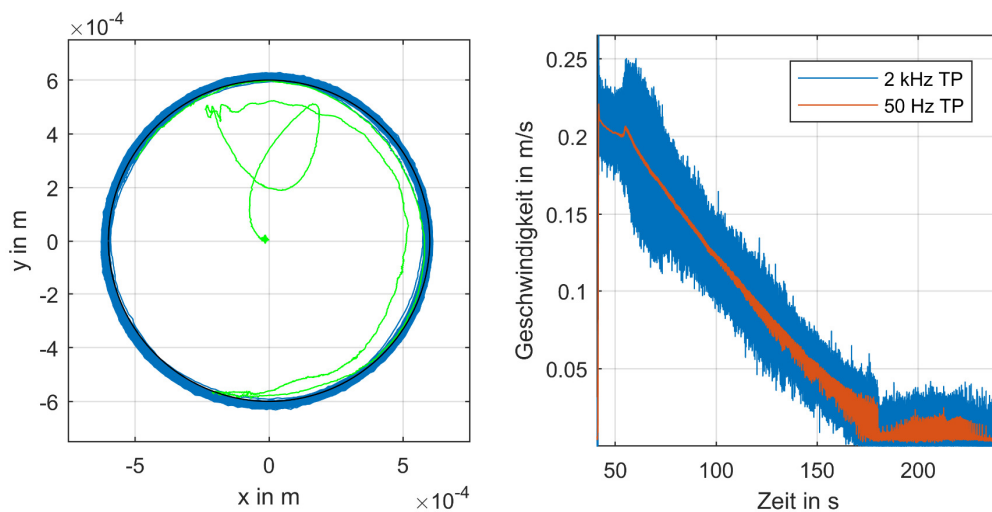


Abbildung 39: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in der oberen Sensorebene während eines Absturzes aus 2500 U/min in konventionelle Fanglager

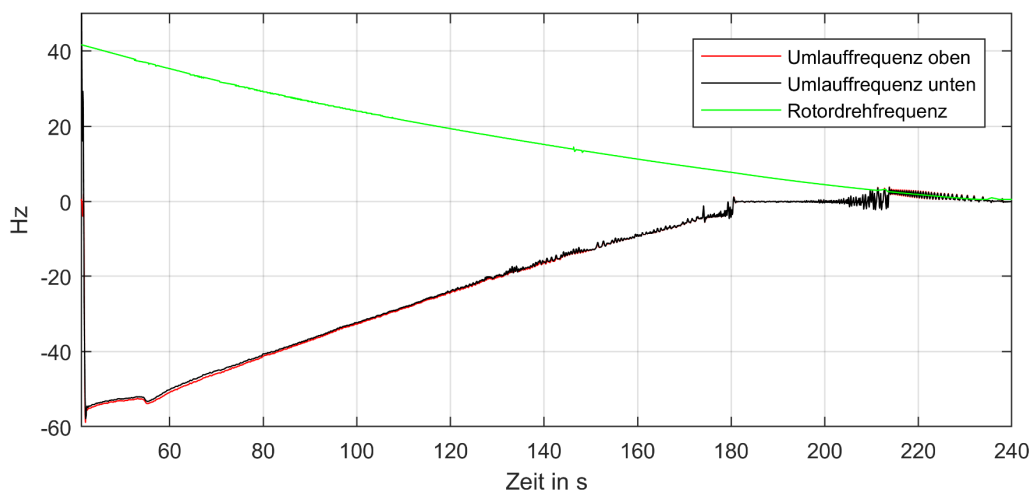


Abbildung 40: Analyse der rotatorischen und translatorischen Rotorbewegung bei einem Absturz aus 2500 U/min.

Bei weiteren Versuchen zeigt sich ein ähnliches Verhalten und eine Anhängigkeit der initialen Umlauffrequenz des Rotors von der Absturzdrehzahl.

### 7.3 Versuchsreihe 1: Konventionelle Fanglager, atmosphärisch

Um die Abhängigkeit der initialen Umlauffrequenz des Rotors von der Absturzdrehzahl zu untersuchen, wird eine Versuchsreihe mit 59 Abstürzen im Drehzahlbereich von 500 (8,3 Hz) bis 8.200 U/min (137 Hz) durchgeführt. Die Versuchsdauer beträgt typischerweise 3 bis 8 Sekunden, anschließend wird der Rotor relevitiert. Stellvertretend ist in Abbildung 41 das Positions- und Geschwindigkeitssignal bei einem Absturzversuch aus 6.000 U/min zu sehen, bei dem zwischen Sekunde 11 und 15 das Magnetlager deaktiviert ist. Innerhalb einer Sekunde stellt sich nach einigen springenden Kontakten eine stabile rückwärtige Umlaufbewegung mit etwa 0,26 m/s bzw. -70 Hz ein, der leicht mit der Rotordrehzahl abnimmt bevor die Levitation wiederhergestellt wird.

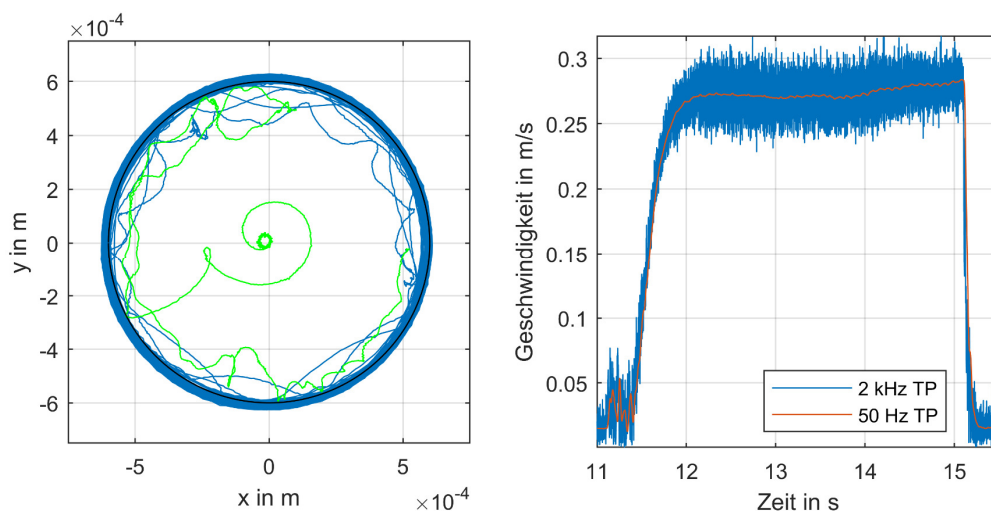


Abbildung 41: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in der oberen Sensorebene während eines Absturzes aus 6000 U/min in konventionelle Fanglager

In Abbildung 42 werden die Ergebnisse der Bewegungsanalyse der 59 Versuche im konventionellen Fanglager zusammengefasst. Dabei wird die mittlere Umlauffrequenz des Rotors in beiden Sensorebenen während der letzten Sekunde vor der Reaktivierung der Radiallager berechnet und über der Absturzdrehfrequenz  $f_a$  aufgetragen. Die zu erwartende Umlauffrequenz lässt sich mittels eines quadratischen Polynoms approximieren. Die Polynomapproximation  $f_w(f_a)$  besitzt ein Minimum bei einer Absturzdrehfrequenz von ca. 89,7 Hz, wobei eine Umlauffrequenz von -84,5 Hz interpoliert wird. Bei höheren Abwurffrequenzen steigt das Polynom wieder an.

Bis zu einer Absturzdrehfrequenz von 60 Hz liegt die Abweichung der Experimente und des Polynoms im Mittel bei 2,9 Hz. Im Bereich von 60 bis 100 Hz ergibt sich eine mittlere Abweichung von 9,3 Hz, zwischen 100 und 137 Hz von 6,2 Hz.

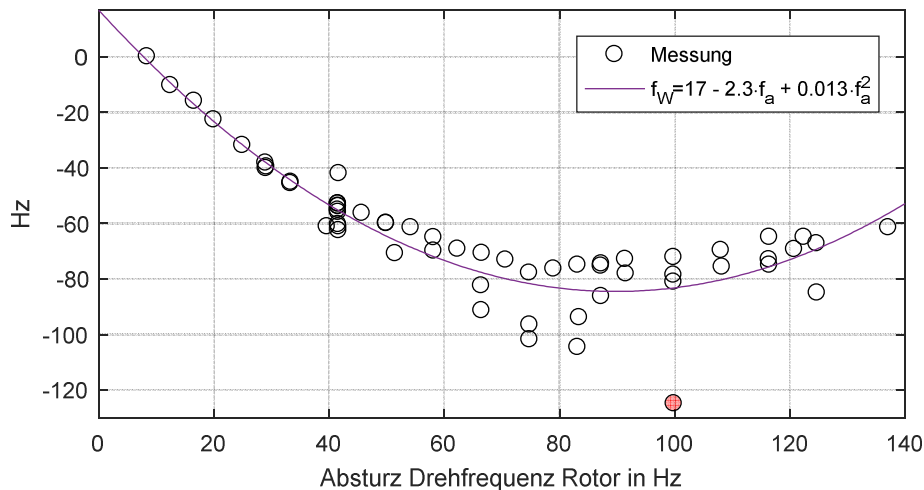


Abbildung 42: Umlauffrequenzen im konventionellen Fanglager während 59 Versuchen

Bis zu einer Absturzdrehzahl von etwa 60 Hz kann demnach, mittels des Polynoms, die sich einstellende Umlauffrequenz gut vorhergesagt werden. Bei Absturzdrehfrequenzen zwischen 65 und 100 Hz weichen einzelne Messungen deutlich von der Polynomapproximation ab. Oberhalb von 100 Hz nehmen die Abweichungen wieder ab.

Die Bewegungsintensität und radialen Auslenkungen sind bei Versuchen mit deutlicher Abweichung vom Polynom aufklingend, weshalb die Versuche durch vorzeitige Relevitation abgebrochen werden, um eine Beschädigung des Systems zu vermeiden. Ein klares stationäres Bewegungsmuster bei diesen Versuchen lässt sich nicht erkennen.

Bei einem Versuch mit 100 Hz Absturzdrehfrequenz (rote Markierung in Abbildung 42) kommt es zu einem so schnellen Anstieg der Rotorbewegungen, dass kurz vor der vorzeitigen Relevitation Geschwindigkeiten von 1,5 m/s und -320 Hz Umlauffrequenz gemessen werden, was laut Gleichung (3.3) zu kurzzeitigen Spitzenlasten pro Lager von mehr als 21 kN führt. In Abbildung 43 sind die Positionsdaten der oberen Sensorebene während dieses Absturzes dargestellt. Besonders auffällig ist die starke Zunahme der translatorischen Geschwindigkeit eine Sekunde nach Absturzbeginn. Im Vergleich zu dem in Abbildung 41 gezeigten Experiment bei gleicher Ausgangsdrehfrequenz stellt sich zu diesem Zeitpunkt keine stationäre Geschwindigkeit ein. Als Folge steigt das Biegemoment im Rotor so stark, dass die axiale Verschraubung und die Zentrierung der Magnetlager plastisch verformt und Rotorteile im Magnetlagerbereich des Stators anstreifen, was infolge des großflächigen Reibkontakts zwischen Rotor- und Statorblechung etwa in Sekunde 13 zu einer Verzögerung in den Stillstand binnen einer halben Sekunde führt. Der entstandene Schaden kann durch Austausch bzw. Aufarbeitung repariert werden. Weitere Versuche können durchgeführt werden, ohne dass negative Auswirkungen auffallen.

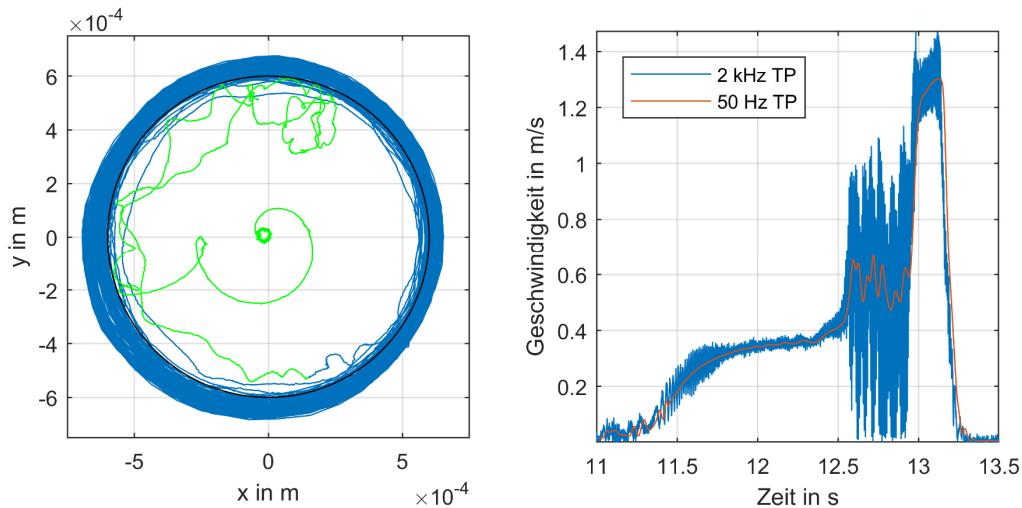


Abbildung 43: Frühzeitig abgebrochener Absturzversuch von 6000 U/min (100 Hz) in konventionelle Fanglager mit besonders intensiv aufklingender Bewegung.

Mehrere Versuche bei gleicher und höherer Drehzahl zeigen dieses kritische, aufklingende Verhalten nicht. Der Grund für den schlecht vorhersehbaren Absturzverlauf bei bestimmten Versuchen kann nicht eindeutig identifiziert werden. In [46] wird ebenfalls eine scheinbar zufällige Komponente während der Versuchsdurchführung festgestellt und den nichtlinearen Randbedingungen der Fanglagerung und einer starken Abhängigkeit von den exakten Startbedingungen der Rotorzustände zu Beginn des Absturzes zugeordnet.

Um erneute Rotorschäden zu vermeiden, wird die Versuchsreihe 1 abgeschlossen und der Prüfstand zu der Konfiguration mit planetarem Fanglager umgebaut. Der Zustand des eingesetzten Wälzlagerpaars erscheint sehr gut, es sind keinerlei Beschädigungen festzustellen.

#### 7.4 Planetare Fanglagerkonfiguration

Bei dem Umbau zum planetaren Fanglager werden die Bronzehülsen der konventionellen Fanglager gegen Vergleichbare mit größerem Innendurchmesser getauscht. Nach Einbau und radialer Ausrichtung der zwölf planetaren Fanglagereinheiten tritt damit kein radialer Kontakt an den konventionellen Fanglagern mehr auf, axial kann der Rotor weiterhin an beiden Hülse anstreifen. Der radiale Luftspalt im planetaren Fanglager beträgt nominell 0,25 mm. An den Sensorebenen wird bei einer Schrägstellung des Rotors im Luftspalt eine radiale Auslenkung von maximal 0,65 mm gemessen.

Die Absturzversuche am planetaren Fanglager erfolgen analog zu denen im konventionellen Fanglager. Bei den Versuchen im planetaren Fanglager, bei denen der Rotor nicht bis in den Stillstand im Fanglager ausrollt, wird der Rotor allerdings deutlich länger als



---

im konventionellen Fanglager belassen. Die Versuchszeit beträgt 12-25 Sekunden. Dies ist dadurch begründet, dass die translatorische Bewegung des Rotors global betrachtet deutlich langsamer ist und die Fanglagerrollen aufgrund ihrer erhöhten Trägheit länger zum Erreichen der Synchrondrehzahl mit dem Rotor benötigen. Weiterhin stellt sich nicht unmittelbar ein stationäres Globalverhalten des Rotors ein, weshalb ein längerer Versuchszeitraum trotz des zu erwartenden höheren Verschleißes zugelassen wird.

Das globale Absturzverhalten unterscheidet sich von dem in konventionellen Fanglagern insbesondere dadurch, dass sich keine kontinuierliche, umlaufende Rückwärtswirbelbewegung des gesamten Rotors einstellt, sondern unterschiedliche Bewegungsformen zu beobachten sind. Abhängig von der momentanen Drehzahl des Rotors treten drei Bewegungsformen auf. Es spielt dabei keine Rolle, ob der Rotor in dem jeweiligen Drehzahlband oder bereits bei höheren Drehzahlen abstürzt und beim Abbremsen das jeweilige Drehzahlband kreuzt. Ebenso ist kein dominanter Einfluss des Wälzlagertyps oder der Gebrauchsdauer der Lager auf die Bewegungsformen oder deren Drehzahlbänder zu beobachten. Die drei Bewegungsformen treten sowohl beim käfigbehafteten Standardlager als auch beim trocken geschmierten Spindellager auf. Die drei Bewegungsformen sollen in den folgenden Abschnitten erläutert werden.

#### **7.4.1 Verharren in zweiseitiger Rotoranlage (0-6.000 U/min)**

Bis etwa 6.000 U/min (100 Hz) verharrt der Rotor nach wenigen springenden Erstkontakten in einer Position im Fanglager. Dabei berührt er in einer Ebene jeweils zwei benachbarte Rollen, während er in der anderen Ebene meist im diametral gegenüberliegende Rollenpaar anliegt. Bei allen Abwurfversuchen unterhalb von 100 Hz treten maximal ein bis zwei Anlagewechsel pro Ebene auf, während die maximal erfasste translatorische Geschwindigkeit bei allen Versuchen unterhalb von 0,12 m/s liegt. Die währenddessen maximal erfasste Kraft an den Lagereinheiten liegt bei 1.132 N. Ein solcher Absturz mit geringer Rotorbewegung ist in Abbildung 44 in Form der Positionsdaten und den berechneten translatorischen Geschwindigkeiten in der oberen Sensorebene dargestellt. Das radiale Magnetlager ist zwischen Sekunde 12,04 und 23,29 deaktiviert. Die Positionsdaten enthalten aus Gründen der Übersichtlichkeit im Gegensatz zu den Geschwindigkeitsdaten nicht den Relevitationsvorgang.

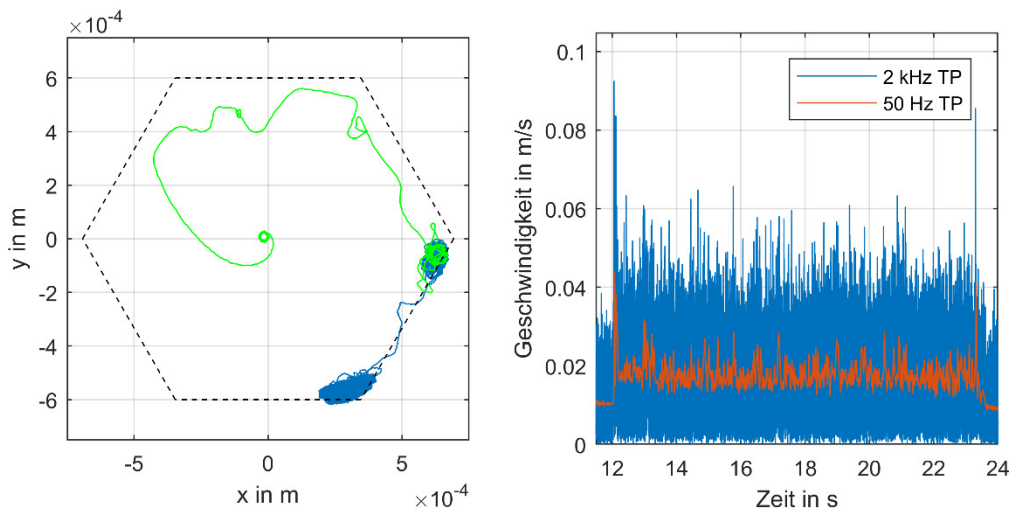


Abbildung 44: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz bei 4000 U/min (66,6 Hz) in das planetare Fanglagersystem

#### 7.4.2 Stetiger Anlagewechsel mit kurzen Anlagephasen (6.000-10.000 U/min)

Ab einer Abwurf Frequenz von 100 Hz beginnt sich das vergleichsweise langsame, eher verharrende Verhalten des Rotors in ein Springendes zu ändern. Dabei wechselt der Rotor regelmäßig seine Anlageposition und springt entgegen der Rotationsrichtung zum nächsten Rollenkontakt, wo er meist nur für wenige zehntel Sekunden verweilt, bevor er erneut zum nächsten Kontakt springt. Die aufgezeichnete Rotortrajektorie des langsam umlaufenden Rotors zeichnet mit steigender Versuchsdauer immer mehr den polygonförmigen Freiraum ab, welcher durch die zwölf Fanglagereinheiten als Freiraum für die Rotorbewegung vorgegeben wird. Die Fanglagerrollen bilden für den Rotor einen polygonförmigen Freiraum mit einem Innenkreisradius von etwa 0,25 mm, wobei die Auslenkungen in der Sensorebene aufgrund des Abstands von Fanglager- und Sensorebene und der Schrägstellung des Rotors größer ausfallen. Ein gleichphasiges Umlaufen beider Rotorenden wie im konventionellen Fanglager stellt sich im planetaren Fanglager nicht ein. Translatorisch stellt sich eine im Vergleich zu den Abwurfversuchen ins konventionelle Fanglager deutlich geringere mittlere Geschwindigkeit ein, auch wenn einzelne, kurzzeitige Spitzen zu beobachten sind.

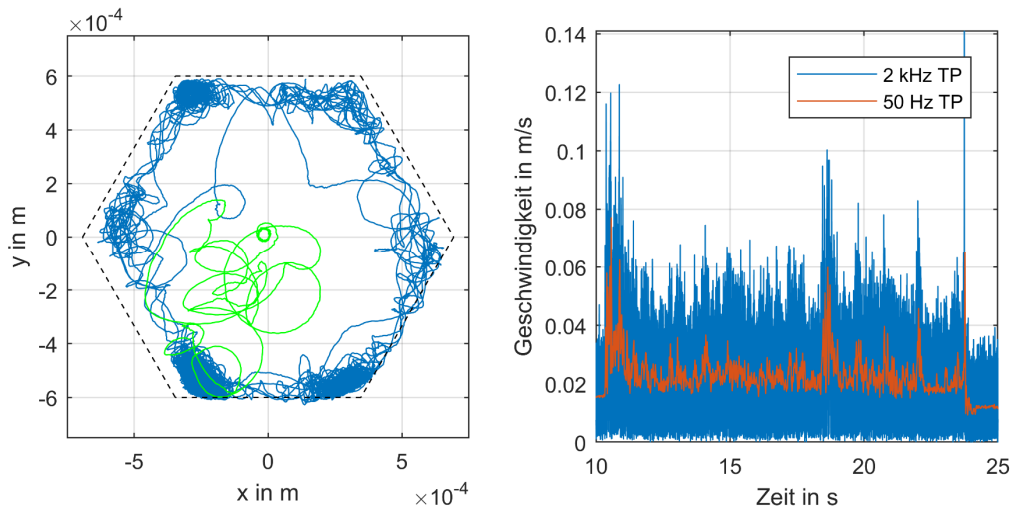


Abbildung 45: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz aus 6.000 U/min (100 Hz) in planetares Fanglager

### 7.4.3 Kontinuierliches Springen (10.000-20.000 U/min)

Oberhalb einer Drehzahl von etwa 10.000 U/min (166,7 Hz) tritt ein springendes Verhalten mit ausgeprägten Freiflugphasen des Rotors auf. Dabei treten wiederholt hohe translatorische Geschwindigkeiten und Auflagerkräfte auf. Insbesondere während der reibungsintensiven Synchronisierungsphasen sind diese Spitzen besonders ausgeprägt und es treten die größten radialen Auslenkungen des Rotors in den Sensorebenen auf. Ursächlich hierfür ist die Nachgiebigkeit der Fanglagereinheiten und der Biegeverformung des Rotors bei hohen Auflagerkräften. Trotz der hohen impulsförmigen Auflagerkräfte ist das springende Rotorverhalten als verhältnismäßig gutmütig zu bewerten, da sich keine hohen Umlaufgeschwindigkeiten einstellen und sich die Lasten als beherrschbar herausstellen.

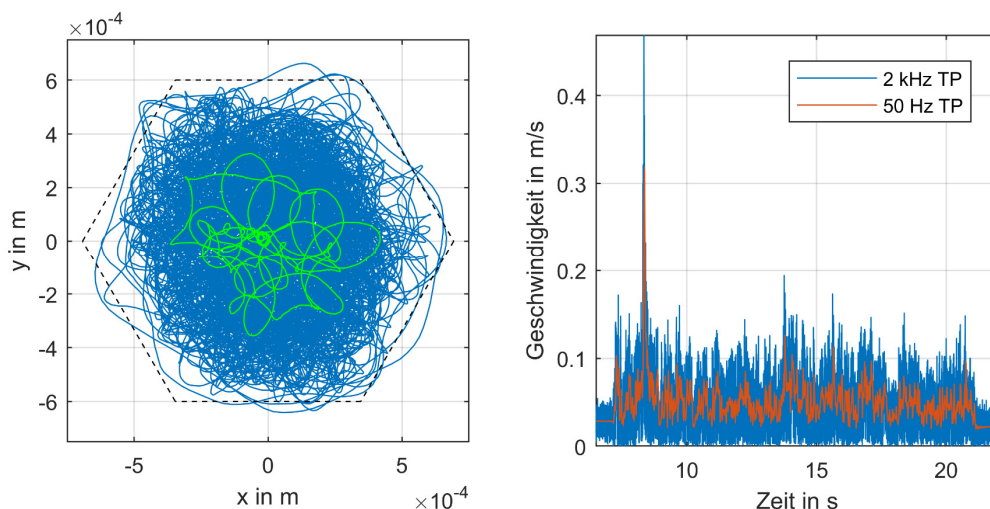


Abbildung 46: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz aus 12.000 U/min (200 Hz) in planetares Fanglager.

---

## 7.5 Versuchsreihe 2: Planetare Fanglager, atmosphärisch

Für die Versuchsreihe werden die Lagereinheiten mit stahlblechkäfigbehafteten Rillenkugellagern mit dem Kurzzeichen 6001 bestückt. Die Versuche finden bei Umgebungsdruck und -temperatur mit geschlossenem Containment statt. Nach 24 kurzzeitigen Absturzversuchen zwischen 2.500 und 9.000 U/min zum Testen der Datenerfassung und zur Ausrichtung der Fanglagereinheiten wird eine längere Versuchsreihe mit insgesamt 39 Abstürzen bei Absturzdrehzahlen zwischen 1.000 U/min (16,7 Hz) und 14.000 U/min (233,3 Hz) in 5 Durchläufen durchgeführt. Von den 39 Versuchen sind vier Vollaussläufe in den Stillstand. Beim letzten Versuch, der bis dato den Absturz mit der höchsten Drehzahl darstellt, treten bis zu 7.514 N und translatorische Geschwindigkeiten von mehr als 1 m/s auf. Eine spätere Inspektion ergibt, dass sich während des Versuchs die Vorspannung der Rotorverschraubung gelöst hat und ein Schlag des Rotors im Magnetlager zu beobachten ist. Zusätzlich wird an einer Lagereinheit ein Käfigschaden und erhöhte Reibung festgestellt und die Versuchsreihe abgeschlossen.

Um den Verlauf der Versuchsreihe darzulegen sind in Abbildung 47 wesentliche Versuchsdaten chronologisch über der Versuchsnummer aufgetragen. Dargestellt sind die Absturzdrehfrequenzen sowie die erfasste Trajektorienlängen  $d$  der oberen Sensorebene nach (4.1) und die erfasste Maximalkraft  $F_{max}$  einer Fanglagereinheit in der oberen Fanglagerebene. Die Versuche werden in mehreren Durchläufen mit steigender Absturzdrehzahl durchgeführt. Mit der Absturzdrehzahl steigen die aufgezeichneten Trajektorienlängen leicht an.

Die Versuche bei denen ein Vollausschlag in den Stillstand durchgeführt wird, sind mit einem Kreuz gekennzeichnet. Die Versuchsdauer ist in diesen Versuchen dementsprechend deutlich länger, was zu wesentlich längeren Trajektorien führt. Die bei einem Vollausschlag aus 13.000 U/min ermittelte maximale Trajektorienlänge beträgt 4,8 m. Insgesamt ergibt sich in der Versuchsreihe 2 eine kumulierte Trajektorienlänge von 28,3 m.

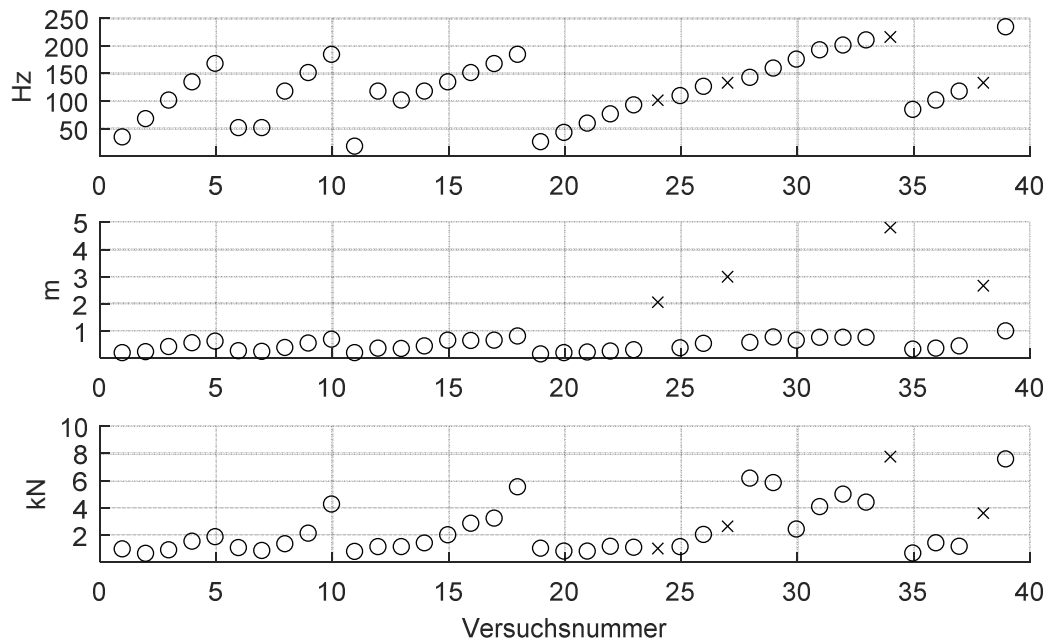


Abbildung 47: Chronologische Übersicht der Versuchsreihe 2. Absturzdrehfrequenz, Trajektorienlänge und Maximalkraft über Versuchsnummer. Vollausläufe sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.

Die erfasste Maximalkraft steigt mit der Absturzdrehzahl deutlich auf bis zu 7.757 N an. Ein Trend zu höheren Maximalkräften oder höheren Trajektorienlängen über der Versuchsnummer ist in den 39 Versuchen nicht durchgängig zu erkennen. Auf einen vorzeitigen Lagerschaden oder verschleißbedingte Erhöhung der Absturzschnelle, lässt sich auf Basis der Kraft- und Positionsdaten nicht schließen.

Da keine Abhängigkeit der Versuchsdaten von der Versuchsnummer zu erkennen ist, werden weitere Schwereindikatoren in Abbildung 48 bis Abbildung 52 über der Absturzdrehzahl aufgetragen, da diese den höchsten Einfluss auf die meisten Schwereindikatoren aufweist. Die Versuche mit Vollausläufen sind in der folgenden Untersuchung nicht miteinbezogen. Die Trajektorienlänge in Abbildung 48 zeigt eine fast lineare Abhängigkeit von der Abwurfdrehfrequenz. In Abbildung 49 wird die mittlere translatorische Geschwindigkeit  $v_{mean}$ , welche ebenfalls eine annähernd lineare Abhängigkeit von der Absturzdrehfrequenz zeigt, dargestellt. Sie weist etwas weniger Streuung auf, da der Einfluss der leicht variierenden Absturzdauer durch die Mittelung reduziert wird.

Der Vergleich der Daten der beiden Sensorebenen „oben“ und „unten“ ergibt eine sehr geringe Abweichung, woraus geschlossen wird, dass die Rotorbewegung auf beiden Seiten eine ähnliche Charakteristik und Intensität besitzt. Die Vermutung bestätigt sich bei der genaueren Betrachtung der nicht dargestellten Positionsdaten aller Einzelversuche.

Hier zeigt sich zudem, dass sich der Rotor in den beiden Ebenen nicht phasengleich wie im konventionellen Fanglager bewegt.

Die Kontaktkräfte zeigen keine ausgeprägte lineare Abhängigkeit, wie in Abbildung 50 nachvollzogen werden kann. Bis etwa 116 Hz werden keine Kräfte größer als 1.500 N erfasst, darüber steigen die Werte signifikant an, streuen allerdings stark. Die nominelle statische Tragzahl der Lagerpärchen von 4.720 N wird mehrmals überschritten. Die maximale Geschwindigkeit, welche während der Versuche registriert wird, ist in Abbildung 51 dargestellt. Sie zeigt ähnlich der Maximalkraft eine große Streuung oberhalb von 116 Hz und einen Trend zu größeren Werten bei steigender Absturzdrehzahl. Treten Geschwindigkeiten oberhalb von 0,3 m/s auf, werden bei allen Versuchen Kontaktkräfte von mehr als 3.500 N erfasst. Die Pearson-Korrelationskoeffizienten (siehe [92]) der Maximalkräfte und Maximalgeschwindigkeiten liegt bei 0,92, was als deutliche lineare Abhängigkeit beider Schwereindikatoren bewertet werden kann.

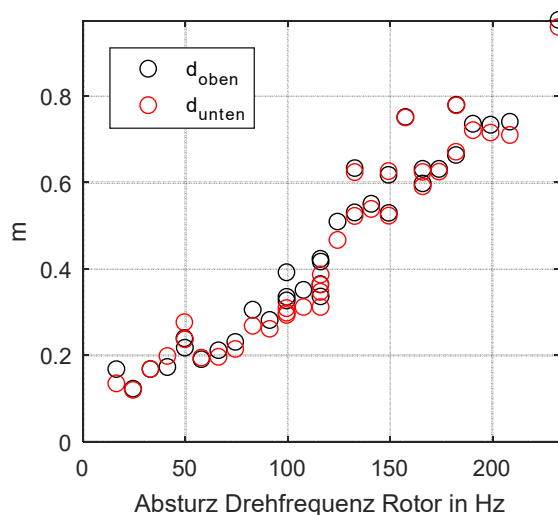


Abbildung 48: Trajektorienlänge

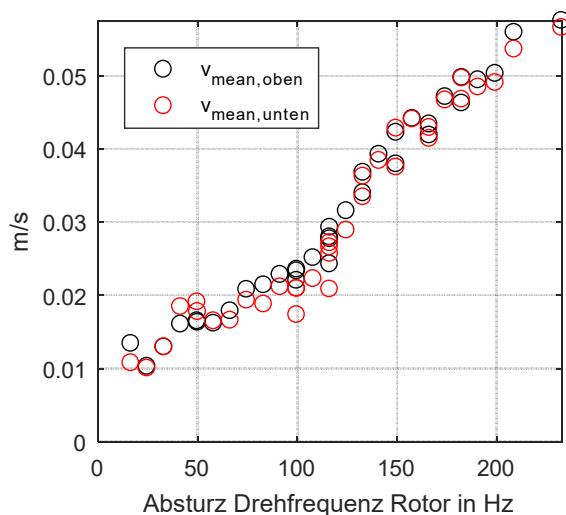


Abbildung 49: mittlere Geschwindigkeit

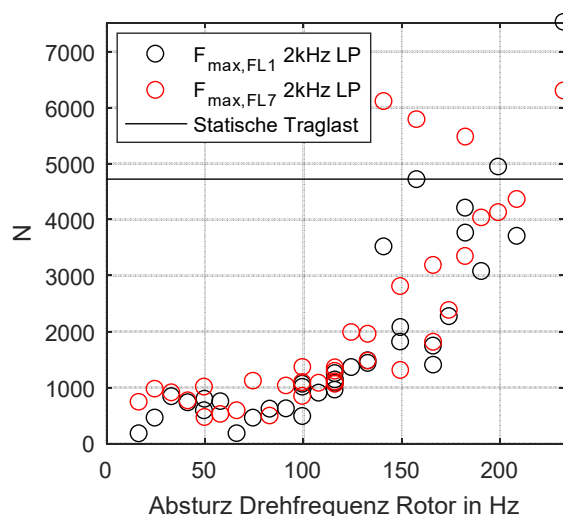


Abbildung 50: Erfasste Maximalkräfte

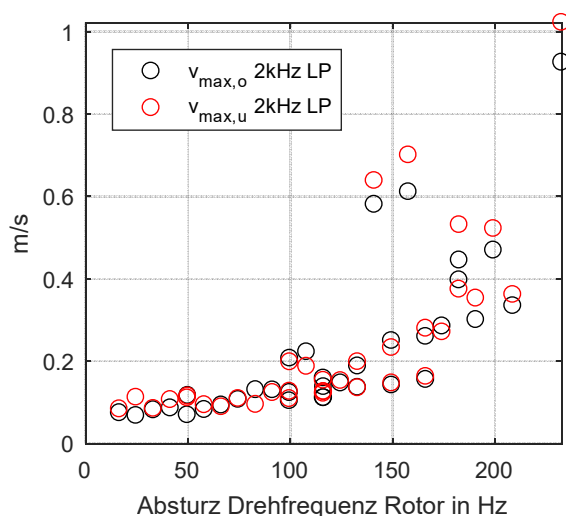


Abbildung 51: Maximale Geschwindigkeit

Zusätzlich zu Kraft- und Positionsdaten wird die mittlere Drehzahlrate des Rotors während des Absturzes ausgewertet, um Aufschluss über die globale Energiedissipation während der Versuche zu erfahren. In Abbildung 52 ist die Drehzahlrate über der Absturzdrehfrequenz aufgetragen. Mit steigender Drehfrequenz steigt der Betrag der Drehzahlrate. Einen geringen Anteil an der Drehzahlrate des Rotors haben Luftreibung und Ummagnetisierung (siehe Anhang D). Da kein weiteres externes Moment auf den Rotor wirkt, kann die erhöhte Verzögerung maßgeblich der Reibung in den Wälzlager und dem Rotor-Fanglager-Kontakt zugeschrieben werden. Die Drehzahlrate zeigt eine Abhängigkeit von der Absturzdrehzahl, was durch die viskose Reibung in den Lagern und über die höheren Lagerlasten erklärt werden kann. Einen Einfluss eines fortschreitenden Verschleißes über die Versuchsnummer ist nicht feststellbar. Es werden maximal  $-0,6 \text{ Hz/s}$  aus  $1.000 \text{ U/min}$  ( $16,7 \text{ Hz}$ ) und minimal  $-4,2 \text{ Hz/s}$  bei dem letzten Versuch aus  $14.000 \text{ U/min}$  ( $233,3 \text{ Hz}$ ) erfasst.

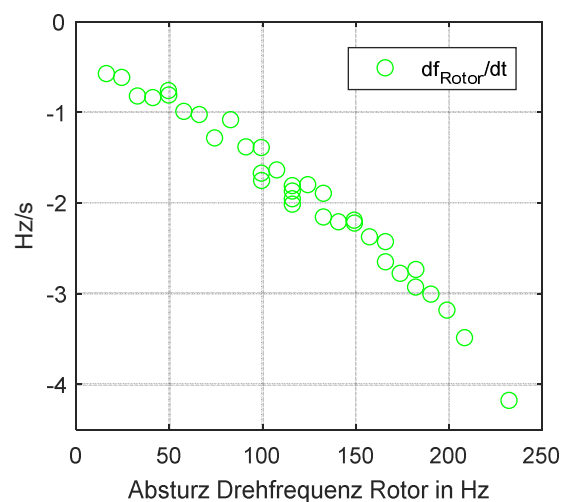


Abbildung 52: Mittlere Drehzahlrate des Rotors während Absturz

Weiteren Aufschluss über erhöhte Reibung, welche auf Verschleiß zurückzuführen ist, liefert die Betrachtung der Temperaturänderungen während der Versuche. Dazu werden die Änderungen der Temperaturen an zwölf Wälzlageraußenringen  $\Delta T_{\text{Außenring}}$  und der Oberflächentemperaturen der beiden Rotorlauflächen  $\Delta T_{\text{Rotor}}$  gemessen und der jeweilige Maximalwert über der Absturzdrehzahl erfasst. Um eine chronologische Zuordnung der Versuche darstellen zu können, sind die Versuche in fünf konsekutive Durchläufe unterteilt, bei denen nacheinander Versuche mit steigender Drehzahl durchgeführt werden. Bei den Außenringen treten maximal  $7,6 \text{ K}$  Temperaturerhöhung auf. Ein nichtlinearer Zusammenhang von Temperaturanstieg und Absturzdrehzahl ist feststellbar. Ein Trend zu höheren Temperaturen bei späteren Durchläufen hingegen nicht.



Bei der Auswertung von  $\Delta T_{Rotor}$  fällt eine noch deutlichere nichtlineare Abhängigkeit von der Absturzdrehzahl als bei  $\Delta T_{Außenring}$  auf. Es werden maximal 59,5 K beim letzten Versuch mit 14.000 U/min (233,3 Hz) gemessen. Die absolute Temperatur liegt bei maximal 123,9 °C. Anders als bei den Wälzlager temperaturen zeigt die Oberflächen-temperatur des Rotors einen ansteigenden Trend über die Durchläufe. Dies ist mit einem leichten, fortschreitenden Verschleiß der Laufflächen und resultierenden schlechteren Gleit- und Rolleigenschaften erklärbar, was sich in einer Höheren Reibleistung äußert.

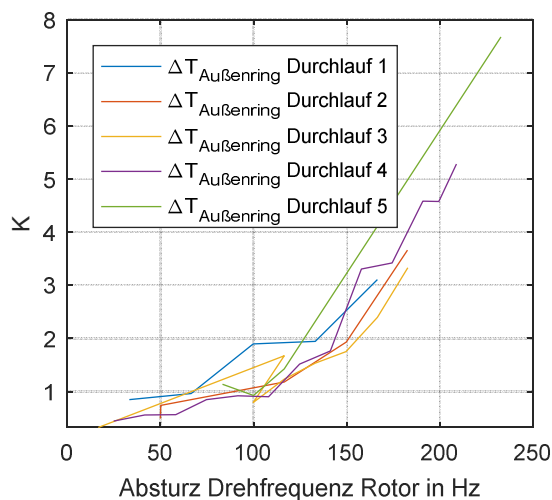


Abbildung 53: Maximale Temperaturänderung an Wälzlager Außenringen

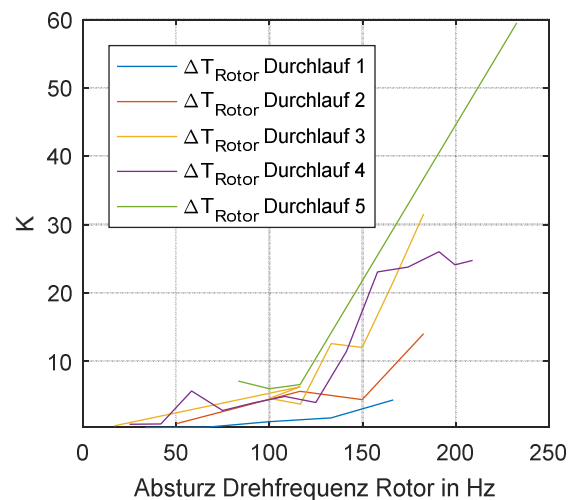


Abbildung 54: Maximale Temperaturänderung auf Rotorlauffläche

### 7.5.1 Inspektion nach Abschluss der Versuchsreihe 02

Nachdem die Rotorverschraubung im letzten Versuch ihre Vorspannung verliert, wird die Versuchsreihe beendet. Das liefert die Möglichkeit zur Instandsetzung des Rotors und zur Inspektion der restlichen Lagerkomponenten. Die Laufflächen der Fanglagerscheiben des Rotors zeigen helle Laufspuren der Rollen (vgl. Abbildung 74 in Anhang E), keinen Materialabtrag und auch keinen spürbaren Auftrag. Keine Rolle weist eine mittels Mikrometerschraube messbare Reduktion des Außendurchmessers auf. Elf der insgesamt zwölf Rollen zeigen am Umfang gleichmäßige, gräuliche Verfärbung und lassen sich, mit etwas erhöhtem Widerstand drehen, zeigen aber keinerlei Anzeichen plastischer Verformung.

Eine Rolle weist hingegen deutlich erhöhten Widerstand beim Drehen auf, zeigt allerdings keine Anzeichen von Rastmarken, die auf plastische Verformung in den Wälzzonen hinweisen. Die Lauffläche weist am Umfang ungleichmäßige dunkle Verfärbungen auf. Der Unterschied zu anderen Rollen ist in Abbildung 55 fotografisch dargestellt. Bei der genaueren Betrachtung der Wälzlager ist eine Käfigdeformation mit



einem schleifenden Kontakt zum Außenring zu erkennen. Dunkle, bläuliche Verfärbungen an drei Kugeltaschen weisen auf eine lokal erhöhte Temperatur hin (siehe Abbildung 56). Ein erhöhtes Spiel des Lagers ist nicht feststellbar. Da diese Schadensart des Käfigs weder auf dem zweiten Rillenkugellager dieser Rolle, welches den gleichen Lasten ausgesetzt war, noch an anderen Rollen auftritt, kann hier von einer fertigungsbedingten Streuung der Festigkeit des Käfigs ausgegangen werden.

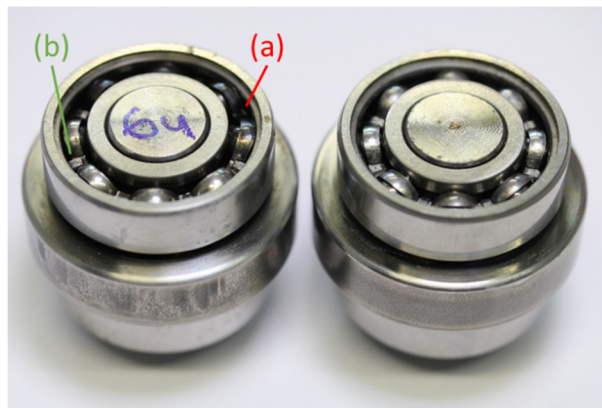


Abbildung 55: Zwei Rolleneinheiten der unteren Ebene nach Versuchsreihe 2. Verfärbung mehrerer Kugeltaschen bei (a) erkennbar. Laufflächen an linker Einheit am Umfang ungleichmäßig verfärbt.

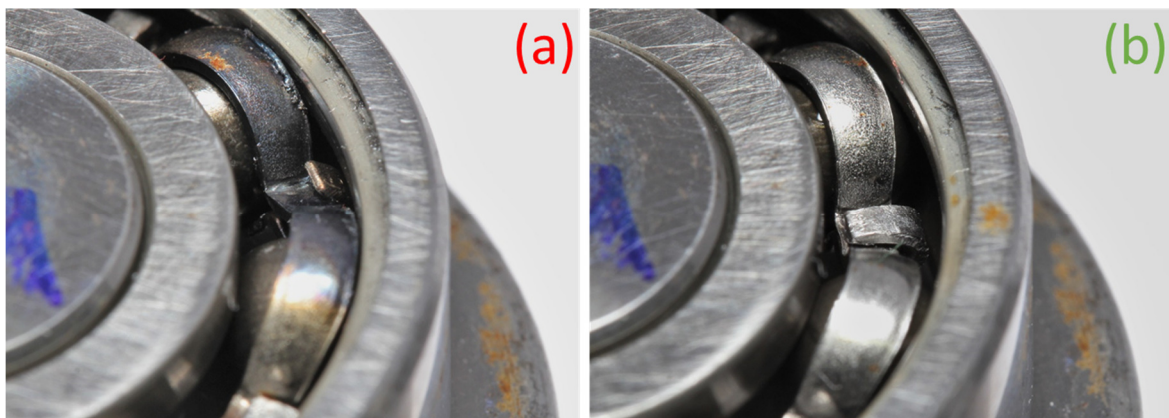


Abbildung 56: Nahaufnahmen der Käfigpositionen (a) und (b). Plastische Deformation, Schleifspuren und Anlauffarben in (a) erkennbar. An Position (b) im selben Wälzlager ist der Käfig intakt.

Als Ursache für den aufgetretenen Käfigschaden werden die wiederholt auftretenden extrem hohen Beschleunigungen und die erreichten maximalen Drehzahlen von über 90.000 U/min vermutet. Die gemessenen Kräfte an benachbarten Lagern und ein erhöhtes Temperaturniveau der Lageraußenringe und Laufflächen im letzten Versuch weisen auf den Schadenshergang hin. Die durchschnittliche Dauer der Beschleunigung der Rollen auf eine Synchrondrehzahl von 67.380 U/min (1.123 Hz) beträgt weniger als eine Sekunde nach den ersten Kontakten. Während dieser Zeit treten allerdings auch

---

Spitzenbeschleunigungen von mehr als 30.000 Hz/s auf, was ebenso, wie die vom Hersteller angegebene Grenzdrehzahl von 30.000 U/min<sup>17</sup>, weit außerhalb der Herstellerspezifikation liegt.

Infolge des Käfigschadens tritt eine erhöhte Reibung im Wälzlager auf. Aufgrund der ungleichmäßigen Verfärbung der Rollenauflfläche kann sogar von einem kurzzeitigen Blockieren ausgegangen werden, auch wenn kein erhöhter lokaler abrasiver Verschleiß fühlbar ist. Da in der betroffenen Lagerebene keine Erfassung der Drehzahlen erfolgt, kann dies nicht nachgewiesen werden. Für einen zeitweisen starken Anstieg der Reibung im Lager während des letzten Versuchs spricht allerdings, dass die mit Abstand höchsten Geschwindigkeiten und Kräfte gemessen werden. Letztere können als Ursache für das Lösen der Schraubverbindung im Rotor betrachtet werden.

## **7.6 Versuchsreihe 3: Planetare Fanglager, evakuiert**

Nachdem in der Versuchsreihe mit Standard-Rillenkugellagern in atmosphärischer Umgebung die grundsätzliche Funktionalität des planetaren Fanglagerkonzepts demonstriert werden kann, findet eine Annäherung der Umgebungsbedingungen an die Realbedingungen des SMS statt. Dazu werden baugleiche Wälzlager wie im SMS eingesetzt (siehe Tabelle 3) und der Umgebungsdruck abgesenkt sowie die Temperatur des Prüfstands auf 45 bis 55 °C erhöht. Der Umgebungsdruck im Containment beträgt zu Beginn eines Versuchs etwa  $5 \cdot 10^{-5}$  mbar, steigt während der ersten Sekunden auf maximal  $5 \cdot 10^{-4}$  mbar an und sinkt dann wieder auf den Ausgangswert noch bevor der Versuch abgeschlossen wird. Um den typischen Einlaufprozess trocken geschmierter Wälzlager im Vakuum vorwegzunehmen (vgl. [69]), werden bei geringer Drehzahl ca. 20 kurzzeitige Abwurfversuche unternommen. Die Erwärmung des Prüfstandaufbaus erfolgt mittels einer am Vakuumgehäuse angebrachten elektrischen Widerstandsheizung. Die durch die Absturzversuche variierende Temperatur an den Messstellen der Wälzlageraußenringe wird zu Beginn eines Versuches durch passive Abkühlung unterhalb von 70 °C gehalten. Die Oberfläche der Laufläche des Rotors zu Beginn eines Absturzversuchs beträgt weniger als 90 °C. Während der Versuche werden an den Außenringen maximal 130 °C, am Rotor kurzzeitig 250 °C erreicht. Diese Temperaturen liegen deutlich über den, bei atmosphärischen Bedingungen ermittelten Versuchen, selbst wenn der Effekt der zusätzlichen Heizung subtrahiert wird. Die Versuche bei denen ein partieller Auslauf mit anschließender Relevitation durchgeführt wird, dauern

---

<sup>17</sup> SKF Rillenkugellager 6001

zwischen 20 und 35 Sekunden an. Die Vollaussläufe in den Stillstand liegen je nach Absturzdrehzahl zwischen 40 und 120 Sekunden. Es werden in 10 Durchläufen insgesamt 135 Versuche mit meist steigenden Absturzdrehzahlen zwischen 1.000 U/min (16,7 Hz) und 20.000 U/min (333.3 Hz) durchgeführt, von denen 19 Vollaussläufe darstellen. In Abbildung 57 sind die Absturzdrehfrequenz, die Trajektorienlängen und die erfassten Maximalkräfte aller Versuche chronologisch über der Versuchsnummer Aufgetragen. Die Vollaussläufe sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.

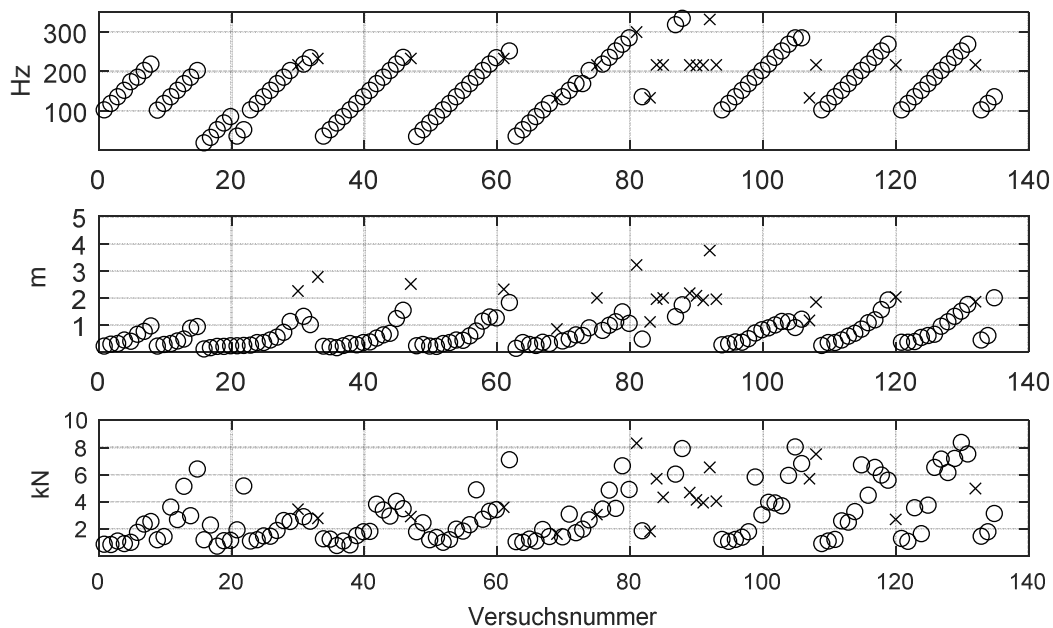


Abbildung 57: Chronologische Übersicht der Versuchsreihe 3. Absturzdrehfrequenz, Trajektorienlänge und Maximalkraft über Versuchsnummer. Vollaussläufe sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.

Die Darstellung visualisiert neben den Startbedingungen die Schwere und Intensität der Einzelversuche anhand der Indikatoren Trajektorienlänge  $d$  und erfasste Maximalkraft  $F_{max}$ . Wie bei den atmosphärischen Versuchen ist eine Tendenz zu höheren Indikatorwerten bei steigender Absturzdrehfrequenz auszumachen. Im Gegensatz zu den atmosphärischen Versuchen, ist ein Trend zu höheren Indikatorwerten gegen Ende der Versuchsreihe zu erkennen. Auffällig ist das vergleichsweise niedrige Niveau der ersten vier Versuche, welche von 18, bezüglich der Maximalkraft, deutlich schwereren Abstürzen gefolgt werden. Bei den folgenden Versuchen stabilisieren sich die Indikatoren weshalb eine weitere Steigerung der Absturzdrehfrequenz möglich ist. Auf den chronologischen Verlauf der Versuchsreihe wird in diesem Abschnitt später eingegangen. Die Versuchsreihe wird nach dem 135. Versuch abgeschlossen, da ein Schlag des levitierten Rotors beobachtet wird. Bei der abschließenden Inspektion wird ein Verlust der Vorspannung der Rotorverschraubung festgestellt. Ursächlich hierfür sind wahrscheinlich

---

die hohe Anzahl an Versuchen mit hohen Krafteinwirkungen. Der letzte Versuch weist nicht auf erhöhte Absturzschwere hin, weshalb eine erhöhte Krafteinwirkung während dieses Versuchs unwahrscheinlich erscheint. Insgesamt wird während der 135 Versuche eine kumulierte Trajektorienlänge  $d_{\text{kum}}$  von 113,9 m im Fanglager erfasst.

Analog zu Abschnitt 7.5 werden diverse Schwereindikatoren über der Absturzdrehzahl in Abbildung 58 bis Abbildung 62 von allen partiellen Absturzversuchen aufgetragen und bewertet. Wie schon in den Versuchen mit Standard-Lagern, steigen die, aus den Positionsdaten ermittelten Schwereindikatoren der Trajektorienlänge  $d$  und die mittlere Geschwindigkeit  $v_{\text{mean}}$  der Maximalwerte von Kraft  $F_{\text{max}}$  und Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  mit der Absturzdrehzahl an. Davon ausgenommen sind die erhöhten Maximalwerte im Drehzahlbereich bis 3.000 U/min (50 Hz). Physikalisch lässt sich dies mit höheren Reibwerten während der initialen Synchronisierungsphase bei kleinen Gleitgeschwindigkeiten erklären. Dieses Phänomen ist ebenfalls in Simulationen mit gleitgeschwindigkeitsabhängigen Reibwerten zu beobachten (vgl. Abschnitt 6.4). Im Vergleich zur Versuchsreihe 2 fallen die Trajektorienlängen einzelner Versuche größer aus, was mit der größeren Dauer der Abstürze begründet ist. Die Auswertung der über der Versuchszeit gemittelten Geschwindigkeit  $v_{\text{mean}}$  ergibt, dass die Versuche im Vakuum im Mittel 16 % niedrigere Geschwindigkeiten aufweisen als bei den Versuchen in atmosphärischer Umgebung.

Bemerkenswert ist das häufige und sehr deutliche Überschreiten der statischen Tragzahl der Lagerpaare von 4.200 N, ohne dass plastische Verformungen, starkes Spiel oder stark erhöhte Reibung nach Abschluss der Versuchsreihe festgestellt werden kann. Die maximal erfasste Kraft liegt bei 8.261 N und tritt bei einem Absturz aus 15.000 U/min (250 Hz) auf. Die gemessene maximale Geschwindigkeit beträgt 0,91 m/s und tritt bei einem Absturz aus 16.000 U/min auf.

Die Streuung der Kennwerte, insbesondere der Maximalwerte, ist im Vergleich zu Versuchsreihe 2 größer, was allerdings auch mit der größeren Versuchsanzahl und dem größeren abgeprüften Drehzahlbereich erklärt werden kann. Der Pearson-Korrelationsfaktor von Maximalkraft und Maximalgeschwindigkeit liegt wie bei Versuchsreihe 2 bei 0,92 und weist damit ebenfalls auf eine lineare Abhängigkeit beider Größen hin.

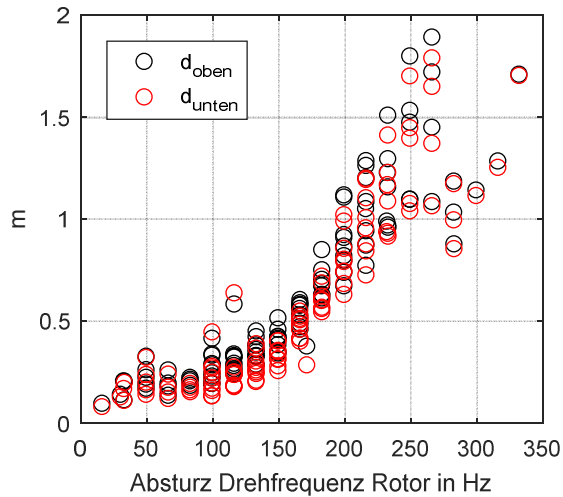


Abbildung 58: Trajektorienlänge

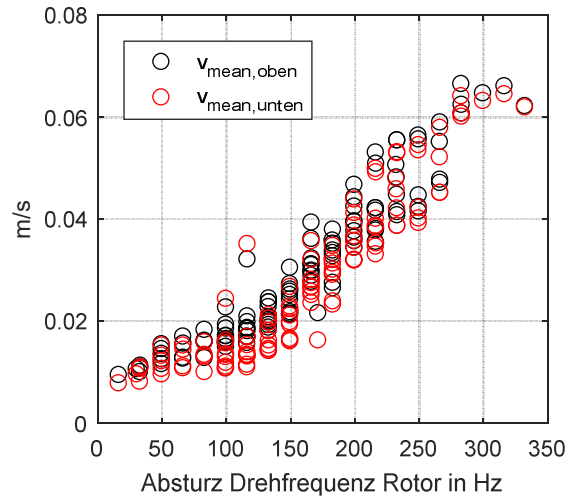


Abbildung 59: Mittlere Geschwindigkeit

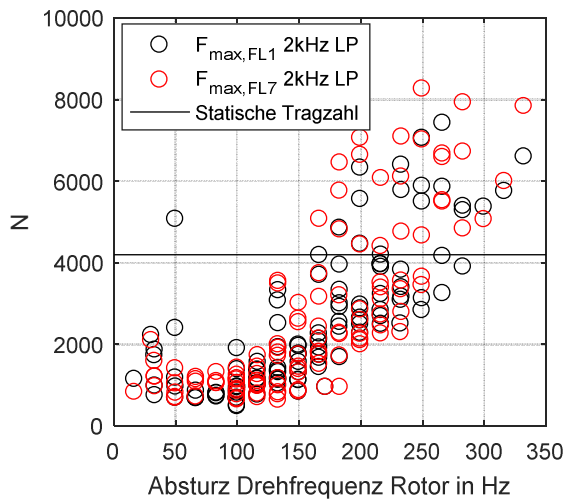


Abbildung 60: Maximalkraft

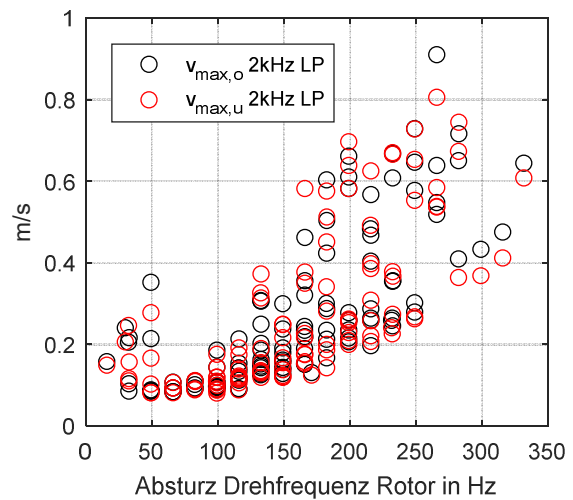


Abbildung 61: Maximalgeschwindigkeit

Um Hinweise auf die globale Energiedissipation zu erhalten, wird die mittlere Drehzahlrate des Rotors während des Absturzes in Abbildung 62 betrachtet. Im Vergleich zu Versuchsreihe 2 sind die Beträge der Drehzahlraten etwas größer, wobei auch eine größere Streuung auftritt. Beachtenswert sind die rot markierten fünf Versuche zwischen 6.000 U/min (100 Hz) und 9.000 U/min (150 Hz), bei denen eine deutlich niedrigere Drehzahlabnahme festgestellt wird als bei anderen Versuchen gleicher Absturzdrehzahl. Hierbei handelt es sich um die ersten fünf durchgeführten Versuche, bei denen die MoS<sub>2</sub> Schmierung noch intakt ist, was zu deutlich dissipationsärmeren Versuchsabläufen führt. Die betragsmäßig größte Drehzahlrate in den ersten fünf Versuchen beträgt -0,76 Hz/s bei 6.000 U/min (100 Hz). Bei den späteren Versuchen werden betragsmäßig maximal -0,83 Hz/s bei einer geringeren Absturzdrehzahl von 2.000 U/min (33,3 Hz) erfasst. Das betragsmäßige Maximum der Drehzahlrate wird bei einer Absturzdrehzahl von 17.000 U/min (283,3 Hz) mit -6,6 Hz/s erreicht.

Ein Vergleich zur Versuchsreihe 2 wird in Anhang D gegeben. Hierbei zeigt sich, dass die Drehzahlraten der meisten Versuche im Vakuum nach dem Verschleiß des Schmiermittels unterhalb des Niveaus bei atmosphärischen Versuchen liegen.

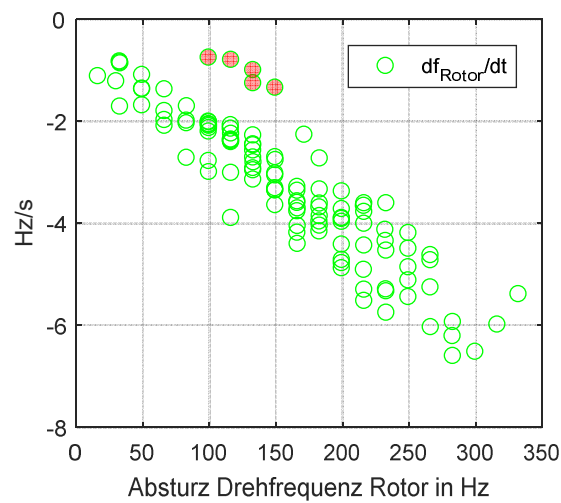


Abbildung 62: Drehzahlraten

Aufgrund der festgestellten Abhängigkeit von der Versuchsnummer wird analog zu Abbildung 53 und Abbildung 54 eine Aufteilung der Versuche in zehn Durchläufe mit meist steigender Absturzdrehzahl durchgeführt. Die maximal auftretenden Temperaturen an den Wälzlageraußenringen und der Rotoroberfläche sind über der Absturzdrehfrequenz aufgetragen. Dies ist in Abbildung 63 und Abbildung 64 dargestellt. Dabei sind der erste sowie die letzten drei Durchläufe mit Markern versehen. Verglichen mit den atmosphärischen Versuchen fallen die Temperaturanstiege insgesamt größer aus, was mit dem Fehlen des konvektiven Wärmetransports erklärt wird. Eine unzulässige Überhitzung der Lager ist nicht festzustellen, die Ergebnisse liegen im Bereich der in [53] beobachteten Werte. Die Änderung der Außenringtemperatur  $\Delta T_{\text{Außenring}}$  scheint keinem eindeutigen chronologischen Muster zu folgen, die Streuung ist allgemein sehr groß, was mit der stochastischen Kontakthäufigkeit und -dauer der Fanglagereinheiten mit dem Rotor begründet ist. Ein Trend zu höheren Temperaturanstiegen bei steigender Absturzdrehzahl ist dennoch zu erkennen. Der Einfluss der größeren Lagerkräfte während der Versuche mit hohen Absturzdrehzahlen kann hierfür als Grund aufgeführt werden.



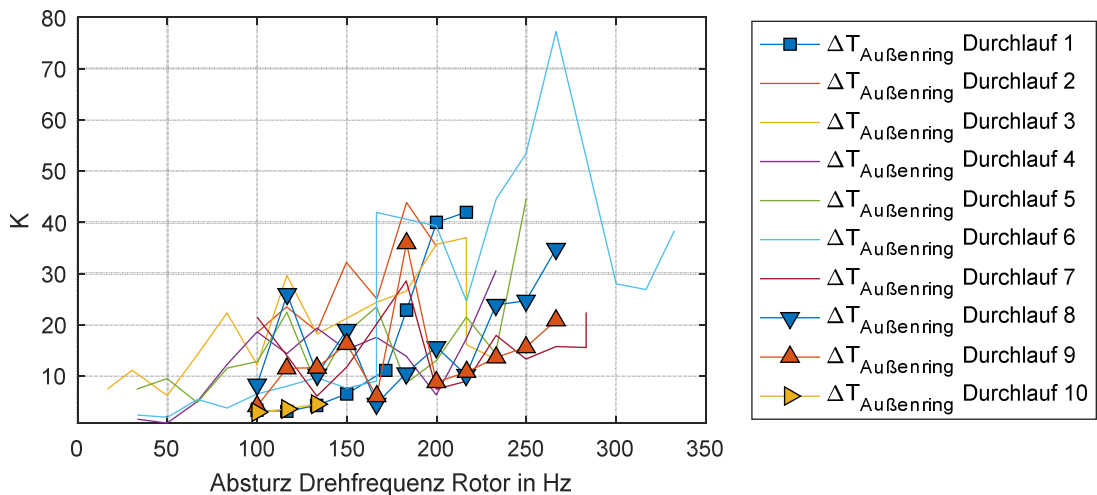


Abbildung 63: Maximale Temperaturänderung an Wälzlageraußenringen

Noch deutlicher als bei den atmosphärischen Versuchen ist ein ansteigender Trend des Rotortemperaturanstiegs  $\Delta T_{Rotor}$  mit steigender Durchlaufnummer. Die Temperaturänderungen der Rotorlauffläche ab etwa Mitte des achten Durchlaufs weichen deutlich von früheren Versuchen ab, was für einen Anstieg der Reibung im Lager und den Rollenlaufflächen spricht.

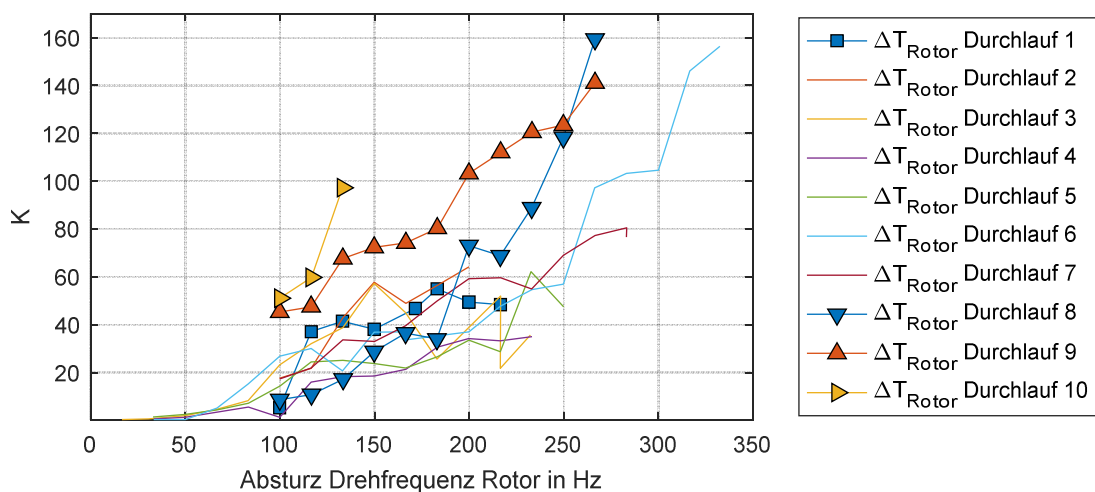


Abbildung 64: Maximale Temperaturänderung der Rotorlauffläche

Um einen fortschreitenden Verschleißprozess mit erhöhter Reibung während der Abstürze genauer zu untersuchen, werden Schwereindikatoren bei einer konstanten Abwurfdrehzahl zu der über alle bisherigen Versuche kumulierten Trajektorienlänge  $d_{kum}$  aufgetragen. Da bei einer Drehzahl von 13.000 U/min (216,7 Hz) mit 19 Versuchen die meisten Daten vorliegen, werden die entsprechenden Daten zur Auswertung herangezogen und in Abbildung 65 bis Abbildung 68 zusammengefasst. Trotz der erwarteten großen Streuung kann ein Trend zu steigenden Kräften und

Geschwindigkeiten über die Dauer der Versuchsreihe erkannt werden. Die Trends werden durch lineare Funktionen abgebildet, welche mittels der Methode der kleinsten Quadrate an die Versuchsdaten angenähert wird. Der linearisierte Anstieg der Maximalkräfte  $F_{max,lin}$  pro 100 m zurückgelegter Trajektorie beträgt 2.200 N, während die Geschwindigkeiten einen linearisierten Trend  $v_{max,lin}$  von 0,27 m/s pro 100 m aufweisen. In dieser Darstellung ist ebenfalls ein linearer Zusammenhang der Maximalwerte von Kraft- und Geschwindigkeitsdaten zu erkennen. Der Pearson-Korrelationskoeffizient beider Größen über alle hier betrachteten Versuche beträgt 0,87. Wie die Maximalwerte, steigen auch die mittleren translatorischen Geschwindigkeiten während der Versuchsreihe an, was in Abbildung 66 dargestellt ist. Mit 0,0031 m/s pro 100 m fällt der lineare Anstieg  $v_{mean,lin}$  weniger deutlich aus.

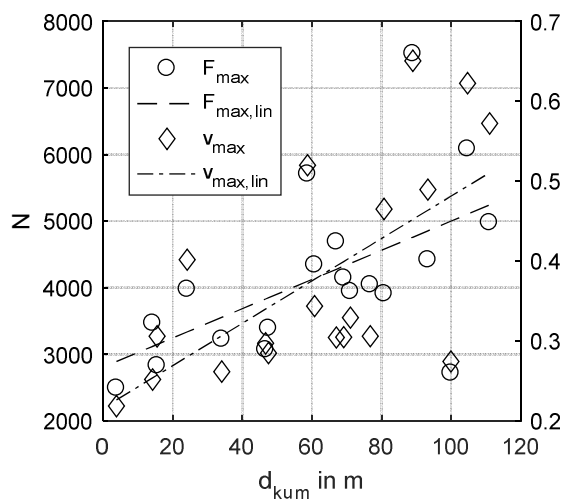


Abbildung 65: Maximalkräfte (linke Skala) und Maximalgeschwindigkeit (rechte Skala) über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz)

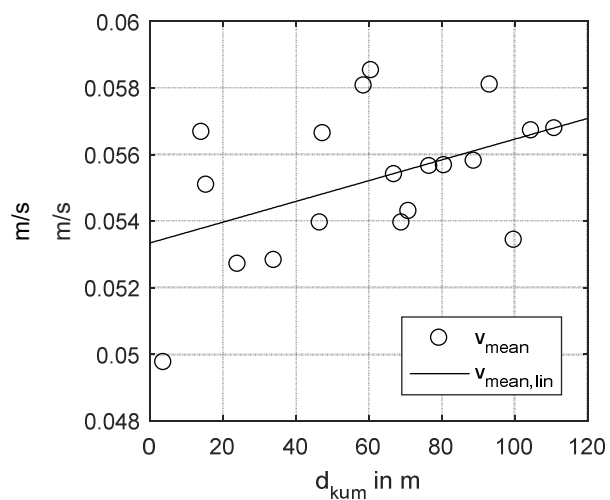


Abbildung 66: Mittlere Geschwindigkeiten des Rotors über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz)

Wird der maximale Temperaturanstieg der Lauffläche des Rotors betrachtet, fällt ebenfalls ein Trend zu hohen Temperaturen auf. Dieser liegt bei 103 K pro 100 m, was etwa eine Verdreifachung des Temperaturanstiegs im Vergleich zu den ersten Versuchen darstellt. Da der Temperaturanstieg auf der Rotorlauffläche unmittelbar mit der Reibung zwischen Rolle und Rotor als Wärmequelle in Verbindung steht, kann vermutet werden, dass die Dissipation über die Dauer der Versuchsreihe steigt und der Rotor infolgedessen schneller verzögert. Die Vermutung bestätigt sich bei der Betrachtung der mittleren Rotordrehzahlraten während der ersten zehn Sekunden der Versuche, die in Abbildung 68 über  $d_{kum}$  aufgetragen sind.



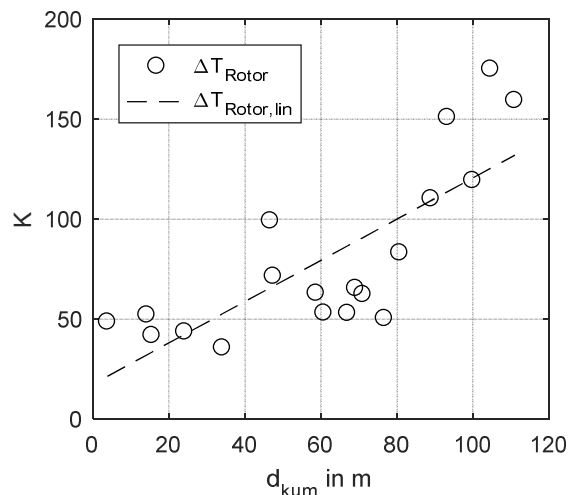


Abbildung 67: Maximale Temperaturänderungen der Oberflächen der Rotorlaufspuren über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz)

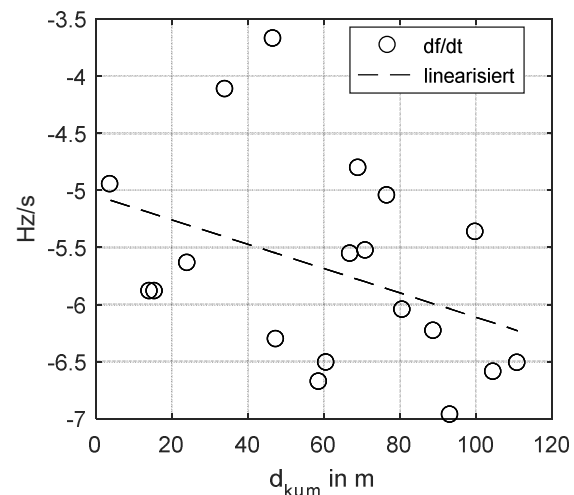


Abbildung 68: Mittlere Drehzahlrate des Rotors während der ersten 10 Sekunden über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz)

### 7.6.1 Exemplarischer Volllauslaufversuch aus 20.000 U/min

Zur Demonstration eines Volllauslaufs aus der Maximaldrehzahl des Prüfstands von 20.000 U/min wird der 92. Versuch der Versuchsreihe 3 in Abbildung 69 dargestellt. Dabei werden Daten der Rotationsfrequenzen von Rotor und Fanglagerrollen, die translatorische Geschwindigkeit des Rotors in der oberen Sensorebene sowie die Temperaturänderungen der oberen Fanlagerlauffläche des Rotors zusammen mit den erfassten Auflagerkräften einer Fanglagereinheit (FL1) dargestellt.

Während der ersten 2,5 Sekunden findet der Hauptteil der Synchronisierung statt, einzelne Rollen erreichen allerdings erst nach 4,7 (FL2 und FL4) bzw. 14 (FL6) Sekunden annähernd gleiche Oberflächengeschwindigkeiten. Während der reibintensiven Synchronisierungsphase wird die maximale Auflagerkraft von 5.208 N erfasst und die höchste Geschwindigkeit von 0,38 m/s gemessen. Während dieser Phase erhitzt sich die Lauffläche kurzzeitig um 120 K auf 188 °C und kühlt anschließend schnell auf unter 70 °C ab. Die nicht dargestellten Lageraußenringtemperaturen erreichen nach 24 Sekunden ihr Maximum von 99,2 °C.

Die Bewegungsintensität und die erfasste Auflagerkraft nimmt nach 2,5 Sekunden mit der Rotordrehzahl ab. Ab einer Rotordrehzahl von etwa 6200 U/min (669 Hz in skaliert Darstellung) kommt die Rotorbewegung zum Erliegen. Der Rotor wechselt nur noch wenige Male seine Anlageposition im Fanglager und verharrt ab der 57. Sekunde an Fanglager eins und zwei (FL 1 und FL2). Die übrigen Rollen trudeln in den Stillstand aus. Der Rotor erreicht nach 126 Sekunden den Stillstand, wo er wieder levitiert wird.

Trotz der kurzzeitigen hohen Temperaturen und den hohen Kontaktkräften zeigt sich nach dem Versuch kein abweichendes Verhalten bei den folgenden Versuchen. Gegen Versuchsende liegen die Temperaturen der Fanglageraußenringe zwischen 90,6 und 67,8 °C.

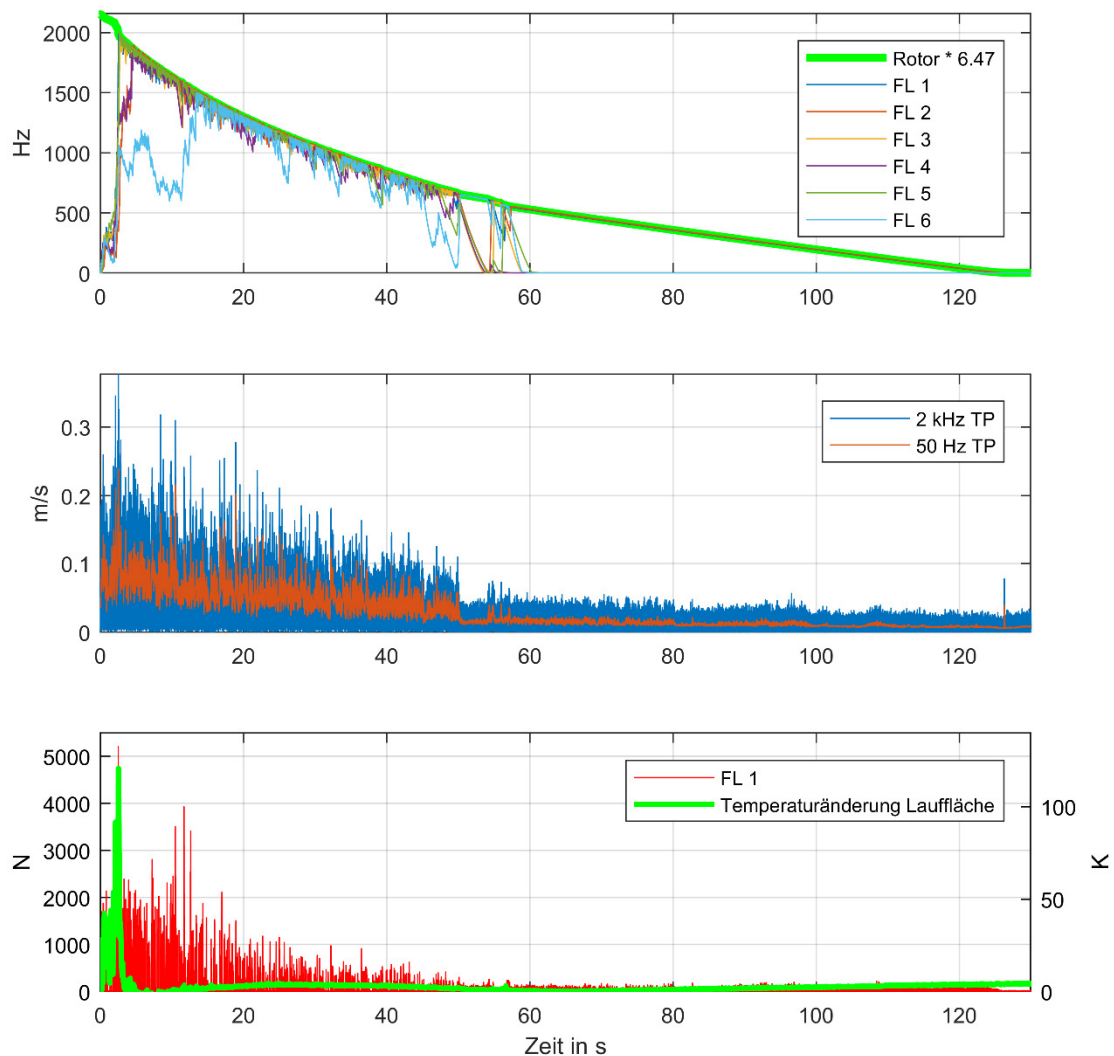


Abbildung 69: Versuchsdaten während Volllauslaufversuch aus 20.000 U/min

### 7.6.2 Inspektion nach Abschluss der Versuchsreihe 3

Nach Abschluss der Versuchsreihe 3 findet eine optische Inspektion der Bauteile statt. Auffällig sind metallisch blanke, helle Partikel, die in den Hohlräumen der Fanglagerkonstruktion aufzufindenden sind. Diese stammen offensichtlich von den Laufflächen der Fanglagerrollen, welche ähnlich große Ausbrüche in den Laufflächen aufweisen. Die unebenen Oberflächen der Rollen und die ebenfalls hellen Anhaftungen auf den Laufflächen des Rotors deuten auf einen Materialab- bzw. übertrag von den weicheren Rollen auf die gehärteten Rotorlaufflächen hin. Das Verschleißbild ist in der unteren

---

Ebene deutlicher als in der oberen ausgeprägt. Fotografien der Laufflächen von Rotor und Rollen sind in Anhang D zu finden. Da Materialübertrag und Vertiefungen in den Laufflächen des Rollen-Rotor-Kontakts auftreten, wird Adhäsion als dominanter Verschleißmechanismus angenommen. Laut [53] ist adhäsiver Verschleiß typisch für trockene Gleitkontakte, insbesondere im Vakuum. Da der Kontakt auch Wälzanteile besitzt, vereinzelte Riefen am Umfang der Rollen beobachtbar sind und die Verschleißpartikel scharfkantig erscheinen, sind Oberflächenzerrüttung sowie Abrasion weitere Mechanismen, die zeitgleich mit dem adhäsiven Verschleiß auftreten.

Der Widerstand gegen das Drehen der Fanglagerrollen ist spürbar höher als vor der Versuchsreihe. Nach dem Ausblasen mit Druckluft verringert sich der Widerstand etwas, was dafürspricht, dass der metallische Abrieb des Rollen-Rotor-Kontakts auch in die Wälzonen eingedrungen ist. Rastmarken, erhöhtes Spiel oder sonstige Hinweise auf plastische Verformungen in den Wälzonen sind nicht erkennbar.

## **7.7 Zusammenfassung der experimentellen Ergebnisse**

Während der experimentellen Untersuchungen werden drei Versuchsreihen mit unterschiedlichen Fanglagern und Umgebungsbedingungen durchgeführt. Bei den Versuchen wird der berührungslos im Magnetlager schwebende Versuchsrotor bei unterschiedlichen Drehzahlen durch Deaktivierung der radialen Magnetlager zum Absturz gebracht. Dabei werden typische Bewegungsformen des Rotors beobachtet sowie Kraft- und Temperaturdaten aufgezeichnet, um daraus die Schwere des Absturzes beurteilen zu können.

Im konventionellen Fanglager, welches aus zwei Rillenkugellagern besteht, zeigt der Versuchsrotor als charakteristische Bewegungsform das Rückwärtswirbeln. Dessen Umlauffrequenz kann mittels eines quadratischen Polynoms aus der Absturzdrehfrequenz approximiert werden (vgl. Abbildung 42). Im Drehzahlbereich zwischen 4.000 und 6.000 U/min treten bei Versuchen abweichend von der Approximation vereinzelt aufklingende intensive Wirbelbewegungen auf. Zum Schutz des Rotors werden diese Versuche vorzeitig durch Relevieren des Rotors beendet. Die während der 59 Versuche untersuchte höchste Absturzdrehzahl im konventionellen Fanglager beträgt 8.200 U/min. Das Auftreten der aufklingenden Wirbelbewegungen wird als sehr schweres bzw. schädigendes Absturzverhalten bewertet, da hohe Lagerkräfte auftreten.

---

Das planetare Fanglager besteht aus sechs unabhängigen, am Umfang verteilten, wälzgelagerten Rollen pro Fanglagerebene. Es wird in zwei Versuchsreihen, bei denen unterschiedliche Wälzlagertypen eingesetzt werden, in atmosphärischer bzw. evakuierter Umgebung getestet. Die Schwereindikatoren belegen bei beiden Versuchsreihen eine mit der Absturzdrehzahl ansteigende Schwere. Während der Abstürze wird ein maßgeblich von der momentanen Rotordrehzahl abhängiges Bewegungsmuster erkannt.

Im untersuchten Drehzahlbereich zwischen 20.000 und 10.000 U/min zeigt der Rotor ein springendes Verhalten und keine andauernde Umlaufbewegung. Unterhalb von 10.000 U/min verlangsamt sich das springende Verhalten und es treten langsame Umläufe entgegen der Drehrichtung des Rotors auf. Dabei verweilt der Rotor kurzzeitig in den Ecken des Fanglagerfreiraums, wobei er jeweils zwei benachbarte Rollen in beiden Fanglagerebenen berührt. Unterhalb von 6.000 U/min kommt das stetige Wechseln seiner Analageposition zum Erliegen, was auf eine stabile Gleichgewichtslage schließen lässt. In der stabilen Position des Rotors treten nur noch geringe Kräfte auf.

Bei den Versuchen mit dem planetaren Fanglager werden Maximalkräfte von 8.311 N erfasst und maximale translatorische Geschwindigkeiten von 0,91 m/s gemessen. Die Kraftspitzen liegen bei vielen Versuchen oberhalb der von den Lagerherstellern angegebenen statischen Traglasten. Trotz der Überschreitung treten keine plastischen Verformungen auf. Weiterhin fällt beim Vergleich der Versuche ein linearer Zusammenhang von Maximalkraft und Maximalgeschwindigkeit auf. Deren Korrelation erlaubt für den Prüfstand eine indirekte Schätzung von auftretenden Maximalkräften. Für andere Systeme muss die Korrelation allerdings erst noch ermittelt werden. Als vergleichende Schwereindikatoren erscheinen die Maximalwerte von äquivalenter Aussagekraft.

Der Anstieg der Temperatur während der Abstürze ins planetare Fanglager beträgt maximal 24,3 K an den Wälzlageraußenringen und 199,5 K auf der Rotorlaufläche. Bei den atmosphärischen Versuchen fallen die Temperaturänderungen geringer aus. Als besonders sensibler Schwereindikator stellt sich der Temperaturanstieg der Lauflächentemperatur auf dem Rotor heraus, anhand dem ein fortschreitender Verschleiß bzw. ansteigende Reibung erkannt werden kann.

Die maßgeblich kritischste Phase während der Versuche ist die Synchronisierungsphase zu Beginn eines Absturzes. Während der Beschleunigung der Rollen treten die größten Kräfte und translatorischen Rotorgeschwindigkeit auf. Gleichzeitig findet die größte Erwärmung der Rotorlaufläche statt, was auf die höchste Reibleistung schließen lässt.

---

Die Maximaltemperatur der Lagerringe tritt aufgrund der größeren thermischen Trägheit deutlich nach der Synchronisierung auf, während sich andere Schwereindikatoren bereits verringern.

Bei den atmosphärischen Versuchen des mit Standard-Lagern ausgerüsteten planetaren Fanglagersystems, kommt es zu einem Käfigschaden, welcher zu erhöhter Reibung und hoher Absturzschwere führt, woraufhin nach 39 Absturzversuchen die Versuchsreihe bei maximal erreichten 14.000 U/min abgeschlossen wird. Der Käfigschaden wird der enormen Beschleunigung der Fanglagerrollen kurzzeitig über 30.000 Hz/s zugesprochen. Bei der Versuchsreihe im Vakuum wird das planetare Fanglager mit Hybrid-Spindellagern ausgestattet und insgesamt 135 Experimente bis zu einer Absturzdrehzahl von 20.000 U/min durchgeführt.

Nach Abschluss der Versuchsreihe wird ein Verschleiß der Laufflächen, vor allem der Fanglagerrollen sowie eine Verschmutzung der Wälzlager mit Verschleißpartikeln festgestellt. Bemerkenswert ist, dass der Großteil der Versuche ohne Schmierung der Wälzlager stattfinden, da nach wenigen Versuchen das MoS<sub>2</sub> vollständig verschleißt. Der Schmiermittelverschleiß wird über eine starke Abnahme der Auslaufzeiten der Fanglagerrollen nach relevieren des Rotors bei mittleren Drehzahlen festgestellt. Trotz erhöhter Reibung behält das Fanglagersystem seine Funktion. Es treten während der Versuche keine plastischen Verformungen der Fanglagerkomponenten im Vakuum auf.

## **7.8 Diskussion der Ergebnisse**

Die Ergebnisse der experimentellen Versuche zeigen, dass die Tragfähigkeit des erprobten planetaren Fanglagersystems im Vakuum mit käfiglosen Hybrid-Spindellagern bis 20.000 U/min gegeben ist und der beobachtete Verschleiß keinen gravierenden Einfluss auf die Tragfähigkeit des Systems hat. Die im Vakuum auftretenden hohen Temperaturen an den Lagerstellen sind aufgrund ihrer kurzen Dauer als unkritisch zu betrachten. Die Streuung der Maximalwerte von Auflagerkraft und translatorischen Geschwindigkeit, deutet auf eine schlechte Vorhersagbarkeit der auslegungsrelevanten Lasten während eines Absturzversuchs hin und machen hinreichend häufige wiederholte Versuche notwendig. Diese Wiederholungen sollten vor allem bei hohen Absturzdrehzahlen unternommen werden, da hier die kritischsten Werte auftreten.

Ein experimenteller Nachweis, ob das entwickelte Fanglagersystem auch bei größeren und schweren Rotoren, vor allem denen der Außenläufer SMS, ebenso tragfähig und haltbar ist, muss noch abschließend geführt werden. Insbesondere die von den Simulationen vorhergesagten größeren Kontaktnormalkräfte, welche die statischen

---

Tragzahlen der verwendeten Wälzlager überschreiten, werden als kritisch angesehen. Diese Überschreitungen treten zwar ebenfalls im Experiment mit dem kleineren Versuchsrotor auf, ohne dass plastische Deformationen auftreten. Allerdings liegen keine Informationen vor, aus denen abgeleitet werden kann, wie hoch und wie lang andauernd diese Überschreitungen ohne plastische Verformungen ertragen werden können. Am Fanglagerprüfstand werden keine Fanglager mit acht Fanglagereinheiten getestet, weshalb keine direkte Übertragung auf die Fanglagersysteme der bestehenden SMS möglich ist. Simulationen weisen allerdings auf eine Anfälligkeit für kurzzeitige Wirbel während der Synchronisierungsphase mit hohem Schadenspotential bei acht Fanglagereinheiten pro Ebene hin (siehe Abschnitt 6.4).

Der experimentell abgeprüfte Drehzahlbereich deckt den Bereich der Oberflächengeschwindigkeiten des SMS ETA290 ab. Das weiterentwickelte System SWIVT290 weist bereits eine größere Oberflächengeschwindigkeit in der Fanglagerebene auf und hat zudem eine noch größere Rotormasse (vgl. Tabelle 1). Die angestrebte weitere Steigerung von Energieinhalt und -dichte führt den bisherigen Erkenntnissen folgend zu weiter steigenden Anforderungen an das Fanglagersystem. Daher sollte die Erforschung der Tragfähigkeit der planetaren Fanglager weitergeführt werden.

---

## 8 Fazit

Ziel dieser Arbeit ist es ein tragfähiges Fanglagersystem für magnetgelagerte Schwungmassenspeicher in Außenläuferbauform zu entwickeln und zu testen. Dazu werden Experimente und Simulationen durchgeführt, bei denen ein vertikal ausgerichteter Rotor bei unterschiedlichen Drehzahlen zum Absturz gebracht wird. Zur experimentellen Untersuchung wird hierzu ein Fanglagerprüfstand entwickelt, dessen skaliertes magnetgelagerter Rotor ein ähnliches rotordynamisches Verhalten aufweist wie die Rotoren der betrachteten Schwungmassenspeicher. Die transienten Simulationen werden mit Modellen von Rotor und Stator des Fanglagerprüfstands sowie einem nichtlinearen dynamischen Kontaktkraftmodell in MATLAB durchgeführt. Der Rotor des Fanglagerprüfstands erreicht bei seiner Maximaldrehzahl von 20.000 U/min eine Oberflächengeschwindigkeit von 230 m/s in der Fanglagerebene und kann im Vakuum betrieben werden. Am Prüfstand können effizient und gefahrlos unterschiedliche Fanglagersysteme auf deren Eignung untersucht werden.

Mittels der Anwendung von unterschiedlichen Schwereindikatoren werden die Bewegung des Rotors, der Fanglagereinheiten, Kraftdaten und Temperaturmessungen analysiert und verglichen. Untersucht werden konventionelle, runde Fanglager und planetare Fanglager, welche einen polygonförmigen Freiraum aufweisen. Der polygonförmige Freiraum wird durch am Umfang verteilte, unabhängige wälzgelagerte Rollen (Fanglagereinheiten) erzeugt, welche sich für die besonders hohen Oberflächengeschwindigkeiten der Außenläuferrotoren eignen.

Durch eine Simulationsstudie wird gezeigt, dass bei planetaren Fanglagern mit sechs oder weniger Fanglagereinheiten pro Ebene, die Ausbildung der Wirbelbewegung verhindert werden kann. Statt der Wirbelbewegung zeigt der Rotor ein springendes Verhalten im Fanglagerfreiraum. Dieses Verhalten wird ebenfalls bei Experimenten beobachtet, wobei geringere Bewegungsintensität des Rotors und geringere Lasten als in den durchgeführten Simulationen auftreten.

Die Unterschiede zwischen Simulation und Experiment werden mit dem nichtlinearen Charakter der Kontaktdynamik im Fanglager und der nur unzureichend abgebildeten Tribologie zwischen Rotor und Fanglager bei hohen Relativgeschwindigkeiten im Kontaktkraftmodell begründet. Zur Verbesserung der Simulationsgüte wird vorgeschlagen



---

die Gleitreibung zwischen Rotor und Fanglager mittels tribologischer Experimente bei hohen Gleitgeschwindigkeiten zu erforschen und ein verbessertes Modell zur Simulation zu entwickeln.

Bei Experimenten mit konventionellen, runden Fanglagern treten am Fanglagerprüfstand Rückwärtswirbelbewegungen des Rotors auf. Bei einigen Versuchen sind die Umlauffrequenzen des Rotors nicht stationär, sondern klingen schnell auf und erzeugen kritische Lasten. Aufgrund des stochastischen Auftretens dieses unerwünschten Verhaltens werden keine Absturzversuche mit mehr als 8.200 U/min in runden Fanglagern durchgeführt.

In planetaren Fanglagern wird trotz festzustellender großer Streuung der Maximallasten, global betrachtet eine sehr gute Wiederholbarkeit der Versuche erreicht und ein vergleichsweises gutmütiges Absturzverhalten des Rotors festgestellt. Während der Abstürze prägen sich, abhängig von der momentanen Rotordrehzahl, charakteristische Bewegungsmuster des Rotors aus.

Als kritischste Phase während der Abstürze in das planetare Fanglager wird die Synchronisierungsphase von Rotor und Fanglagereinheiten identifiziert. Während dieser Phase werden die höchsten Temperaturanstiege der Laufflächen beobachtet und gleichzeitig die größten translatorischen Geschwindigkeiten des Rotors und Auflagerkräfte gemessen. Bei der Versuchsreihe in atmosphärischer Umgebung kommt es während eines Absturzversuchs aus 14.000 U/min an einem Wälzlager einer Fanglagereinheit zu einem Käfigschaden, woraufhin sich ein besonders intensives Absturzverhalten einstellt. Bei den Versuchen mit käfiglosen Hybrid-Spindellager in Vakuum treten keine weiteren Schäden an den Wälzlagern auf. Mit diesem Lagersatz werden insgesamt 135 Versuche bis zu einer Absturzdrehzahl von 20.000 U/min im Vakuum durchgeführt. Neben dem frühzeitigen Verschleiß des verwendeten Feststoffschmiermittels MoS<sub>2</sub> wird nach Abschluss der Versuche ein Verschleiß der Rollenaufläufen beobachtet und ein erhöhtes Reibmoment der Fanglagereinheiten beobachtet. Die chronologische Auswertung der Versuchsdaten ergibt einen ansteigenden Trend verschiedener Schwereindikatoren über der Versuchsreihe, welcher mit dem fortschreitenden Verschleiß bzw. Reibung erklärt wird.

Die Anzahl und Intensität der durchgeführten Absturzversuche im Vakuum zeigen die Eignung des planetaren Fanglagers und der verwendeten käfiglosen Hybrid-Spindellager für den Einsatz in einem SMS. Die prototypisch ermittelten Nettokosten in Höhe von 1.706 € für Wälzlager und Rollen liegen deutlich unterhalb der zu befürchtenden



---

Schäden an Rotor und Stator bei einem Rotorabsturz in ein untaugliches Fanglagersystem. Deshalb wird empfohlen ein solches System für die Außenläufer SMS zu verwenden, da es gegenüber konventionellen Wälzlagern eine bessere Eignung bei erhöhten Drehzahlen aufweist. Da ein Absturz während der Applikationsphase der Magnetlager nicht ausgeschlossen werden kann und im späteren kommerziellen Dauerbetrieb mit Ausfällen und externen Störungen zu rechnen ist, kann mittels des vorgestellten planetaren Fanglagers verhindert werden, dass schwere Maschinenschäden und lange Ausfallzeiten entstehen. Beides ist für den ökonomischen Erfolg von SMS essentiell.

Da anzunehmen ist, dass die Energieinhalte der betrachteten SMS zukünftig steigen, ergeben sich weiter steigende Anforderungen an deren Fanglager. Hieraus leitet sich weiterer Forschungsbedarf ab. Ein Aspekt dieser Forschung ist die Reduzierung der Reibung im Fanglager. Vielversprechende Maßnahmen hierfür sind die Reduktion der axialen Lagervorspannung und die Erprobung haltbarer vakuumtauglicher Schmierung der Wälzlager. Der hoch belastete Kontakt zwischen Rotor und Fanglager stellt einen weiteren Aspekt der Forschung dar. Die Analyse und Erprobung stabiler Schichten bzw. Oberflächenbehandlungen zur Reduktion von Gleitreibung und Verschleiß könnte die Gebrauchsdauer der Fanglagerrollen erhöhen und die Lagerlasten senken. Die Ergebnisse können zudem in das Simulationsmodell einfließen und die Vorhersagbarkeit von Rotorabstürzen ins Fanglager verbessern.

Schlussendlich sind die entwickelten Systeme an realen SMS zu testen, um abzu prüfen, ob die gewonnen Erkenntnisse der bisherigen Fanglagerforschung bestätigt werden können. Hierbei ist von besonderem Interesse, ob die erwarteten Lasten schadlos ertragen werden können und die thermische Stabilität der Fanglager auch bei längeren Auslaufzeiten gegeben ist.



---

# Literaturverzeichnis

## Allgemeine Veröffentlichungen

- [1] G. Genta, *Kinetic Energy Storage*. Butterworths, 1985.
- [2] Hedlund, M., Juan de Santiago, J.L., Abrahamsson, J., und Bernhoff, H., „Flywheel Energy Storage for Automotive Applications“, *Energies*, Bd. 8, Sep. 2015.
- [3] Bocklisch, T., „Hybrid energy storage systems for renewable energy applications“, *Energy Procedia*, Bd. 73, S. 103–111, 2015.
- [4] Gerhard Schweitzer, Alfons Traxler, Hannes Bleuler, *Magnetlager*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1993.
- [5] G. Schweitzer und E. H. Maslen, Hrsg., *Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [6] Schweitzer, G., „Active magnetic bearings - chances and limitations“, gehalten auf der IFToMM Sixth International Conference on Rotor Dynamics, Sydney, 2002, Bd. 1, S. 1–14.
- [7] Siems, S.O., May, H. and Canders, W.-R., „Levitation Forces And Stiffness Of Model Arrangements Of Magnetic Htsc Bearings“, in *Proceedings of ISMB 8*, Mito, 2002.
- [8] Hearn, C., Pratap, S., Chen, D., und Longoria, R., „Superconducting Bearing Design for Outer Rotor Flywheel Using Lumped Parameter Techniques“, in *Proceedings of ISMB14*, Linz, 2014.
- [9] Schweitzer, G., „Safety and Reliability Aspects For Active Magnetic Bearing Applications - A Survey“, *J. Syst. Control Eng.*, Bd. 219, Nr. 6, März 2005.
- [10] U.S. Geological Survey, „Earthquake Statistics“, *Earthquake Statistics*, 19-Okt-2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://earthquake.usgs.gov/earthquakes/browse/stats.php>. [Zugegriffen: 19-Okt-2017].
- [11] „Seismicity of the Earth 1900–2013 - Mediterranean Sea and Vicinity“, 2015.
- [12] Diethelm Kaiser, „Bodenbewegungen in der Nähe mittelgroßer Erdbeben“, *Entwicklungsstand in Forschung und Praxis auf den Gebieten des Erdbeneningeniwerwesens, der Boden und Baudynamik*, Bd. VORTRAGSBAND DER DREILÄNDERTAGUNG D-A-CH, S. 39–48, 1999.
- [13] Tuetze, U., Schenk, C., und Gamm, E., *Halbleiter-Schaltungstechnik*, 15. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2016.
- [14] Arendt Wintrich, Ulrich Nicolai, Werner Tursky, und Tobias Reimann, *Applikationshandbuch Leistungshalbleiter*, 2. Aufl. Ilmenau: ISLE Verlag.

- 
- [15] E. H. Maslen, C. K. Sortore, G. T. Gillies, R. D. Williams, S. J. Fedigan, und R. J. Aimone, „Fault Tolerant Magnetic Bearings“, *J. Eng. Gas Turbines Power*, Bd. 121, Nr. 3, S. 504–508, Juli 1999.
- [16] Schulz, A. und Sima, H., „LTS-Flywheel als 12h-Energiespeicher - Neue Ansätze zur Erhöhung der wirtschaftlich nutzbaren Speicherzeit und Sicherheit“, TU Wien - Institut für Mechanik und Mechatronik, Wien, Projektbericht, Dez. 2013.
- [17] Pardoen, G., C., Nudenberg, R., D., und Swartout, B., E., „Achieving desirable stress states in thick rim rotating discs“, *Int. J. Mech. Sci.*, Bd. 23, Nr. 6, S. 367–382, 1981.
- [18] Ha, S.H., Kim, D., und Sung, T., „Optimum design of multi-ring composite flywheel rotor using a modified generalized plane strain assumption“, *Int. J. Mech. Sci.*, Bd. 43, S. 993–1007, Feb. 2000.
- [19] Fiske, O.J. und Ricci, M.R., „Third Generation Flywheels for Electricity Storage“, Goleta, California, USA, Firmendarstellung, Juni 2008.
- [20] Arseneaux, J., „Development of a 100 kWh/100 kW Flywheel Energy Storage Module“, Beacon Power, Firmendarstellung, 2010.
- [21] Toh, C., Chen, S., und Juang, D., „Development of a Ring-type Flywheel Battery System for Storage of Renewable Energy“, in *Proceedings of ISMB13*, Arlington, 2012.
- [22] Hendrik Schaede, „Dezentrale elektrische Energiespeicherung mittels kinetischer Energiespeicher in Außenläufer-Bauform“, TU Darmstadt, Darmstadt, 2015.
- [23] R. Gasch, R. Nordmann, H. Pfützner, *Rotordynamik*, 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2001.
- [24] C.-C. Rossow, K. Wolf, und P. Horst, *Handbuch der Luftfahrzeugtechnik*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2014.
- [25] Schürmann, H., *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2007.
- [26] Martin Knops, *Analysis of Failure In Fiber Polymer Laminates - The Theory of Alfred Puck*, 2. Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2008.
- [27] Schwarz, M., „Gezielte Steifigkeits- und Festigkeitssteigerung von Maschinenbauteilen durch vorgespannte Ringarmierungen aus Faser-Kunststoff-Verbunden“, TU Darmstadt, 2007.
- [28] Schmalstieg, J., Käbitz, S., Ecker, M., und Sauer, D.U., „A holistic aging model for Li (NiMnCo) O<sub>2</sub> based 18650 lithium-ion batteries“, *J. Power Sources*, Bd. 257, S. 325–334, Feb. 2014.
- [29] H. Schaede, M. Schneider, J. Vandermeer, M. Mueller-Stoffels, und S. Rinderknecht, „Development of kinetic energy storage systems for islanded grids“, gehalten auf der 9th International Renewable Energy Storage Conference (IRES 2015), 2015.
- [30] enviacon international und adelphi consult GmbH, „MARKTANALYSE 2016 – STAND UND ENTWICKLUNG VON ERNEUERBARE-ENERGIE- MÄRKTEN WELTWEIT“, Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), Dez. 2016.

- 
- [31] Vandermeer, J., Mueller-Stoffels, M., und Whitney, E., „An Alaska case study: Energy storage technologies“, *J. Renew. Sustain. ENERGY*, Bd. 9, Dez. 2017.
- [32] Simon Piaszeck, Lars Wenzel, André Wolf, „Regional Diversity in the Costs of Electricity Outages: Results for German Counties“.
- [33] tagesschau.de, „Tennet meldet Rekordkosten für Eingriffe ins Stromnetz“, *tagesschau.de*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.tagesschau.de/wirtschaft/tennet-stromnetz-101.html>. [Zugegriffen: 08-Jan-2018].
- [34] European Network of Transmission System Operators for Electricity, „A1 – Appendix 1: Load-Frequency Control and Performance“, in *Continental Europe Operation Handbook*, 2004.
- [35] U. of Sheffield, „Europe’s largest hybrid flywheel battery project to help grid respond to energy demand“, 02-Juli-2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sheffield.ac.uk/news/nr/flywheel-europe-energy-1.704921>. [Zugegriffen: 26-Jan-2018].
- [36] „EDF is latest major utility to trial flywheels at Paris testing grid“, *Energy Storage News*, 12-Juli-2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.energy-storage.news/news/edf-is-latest-major-utility-to-trial-flywheels-at-paris-testing-grid>. [Zugegriffen: 26-Jan-2018].
- [37] M. Plazzo, „„Quiarius“: Projektpartner entwickeln virtuelles Kraftwerk“, *EUWID Neue Energie Nachrichten*, 22-März-2017. .
- [38] Verband Deutscher Übertragungsnetzbetreiber, „Anforderungen an die Speicherkapazität bei Batterien für die Primärregelleistung“, Technisches Regelwerk, Sep. 2015.
- [39] Younicos, „Geschäftsmodell Frequenzregelung: Der erste und größte kommerzielle Batteriepark in Europa“, Schwerin, Firmendarstellung.
- [40] Arseneaux, J., „20 MW Flywheel Energy Storage Plant“, Beacon Power LLC, Firmendarstellung, 2014.
- [41] Lazarewicz, M.L. und Ryan, T.M., „Integration of Flywheel-Based Energy Storage for Frequency Regulation in Deregulated Markets“, gehalten auf der Power and Energy Society General Meeting, 2010.
- [42] Lee, T., „ENERGY STORAGE IN PJM“, University of Pennsylvania - School of Design, Juli 2017.
- [43] Mathias Orth, „Fanglagerkontakt magnetgelagerter Rotoren - nichtlineare Modellierung sowie Systemanalyse nach einem Magnetlagerausfall“, Dissertation TU Darmstadt, Darmstadt, 2007.
- [44] Bushan, B. und Sibley, L., „Silicon Nitride Rolling Bearings for Extreme Operating Conditions“, *ASLE Trans.*, Bd. 24, S. 417–428, 1982.
- [45] The Barden Corporation (UK) Ltd, *Barden Super Precision Ball Bearings*. Estover, 2014.
- [46] Marlene Helfert, „Rotorabstürze in Wälzlager - Experimentelle Untersuchung des Rotor-Fanglager-Kontakts“, Dissertation TU Darmstadt, Darmstadt, 2008.

- 
- [47] Jan Jacobus Janse van Rensburg, „Delevitation modelling of an active magnetic bearing supported rotor“, North-West University, Potchefstroom, 2014.
- [48] Bartha, Alexander Robert, „Dry friction backward whirl of rotors“, ETH, Zürich, 2000.
- [49] J. Schmied, J. C. Pradetto, „Behavior of a one ton rotor being dropped into auxiliary bearings“, in *Proceedings of Third International Symposium on Magnetic Bearings*, 1992, S. 145–156.
- [50] J. Wilkes, G. Vannini, J. Moore, und D. Ransom, „An Improved Catcher Bearing Model and an Explanation of the Forward Whirl/Whip Phenomenon Observed in Active Magnetic Bearing Transient Drop Experiments“, *Proc. ASME Turbo Expo 2013 Turbine Tech. Conf. Expo.*, S. V07BT30A015, Juni 2013.
- [51] Dara W. Childs und Avijit Bhattacharya, „Prediction of Dry-Friction Whirl and Whip Between a Rotor and a Stator“, *J. Vib. Acoust.*, Bd. 129, S. 355–362, Juni 2007.
- [52] Matthew T. Caprio, Brian T. Murphy, John D. Herbst, „Spin Commissioning and Drop Tests of a 130 kWhr Composite Flywheel“, gehalten auf der International Symposium on Magnetic Bearings, Lexington, 2004.
- [53] P. McMullen, L. Hawkins, „Long Term Backup Bearing Testing Results“, in *13th International Symposium on Magnetic Bearings*, Cerritos, 2012.
- [54] Mathias Orth, Rainer Nordmann, „Wirbelbewegungen magnetgelagerter Rotoren bei Lagerausfall“, gehalten auf der Schwingungen in Rotierenden Maschinen, 2013.
- [55] Alexander Bormann, „Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik - Theorie, Messungen und optimierte Auslegung“, TU Darmstadt, Darmstadt, 2005.
- [56] „Spring Rings“, in *Spring for innovation*, Borrelly Spring Washers, 2014.
- [57] „Katalog - Toleranzringe“, in *Linear Motion and Assembly Technologies*, Bosch Rexroth AG, 2004.
- [58] „Toleranzhülsen“, in *Toleranzhülsen*, Dr. Erich TRETTER GmbH + Co, 2014.
- [59] Michael Breuer, „Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagersteifigkeit“, Universität Hannover, 1994.
- [60] E.P. Gargiulo, „A simple way to estimate bearing stiffness“, *Mach. Des.*, Bd. 52, S. 107–110, 1980.
- [61] Hunt, K., Crossley F., „Coefficient of restitution interpreted as damping in vibroimpact“, *Trans. ASME*, S. 440–445, 1975.
- [62] S. Philippon, G. Sutter, und A. Molinari, „An experimental study of friction at high sliding velocities“, *Wear*, Bd. 257, Nr. 7–8, S. 777–784, Okt. 2004.
- [63] J.-J. Arnoux, G. Sutter, G. List, „Characterization of Dynamic Friction Factor for FEM Modeling of High Speed Process“, *Eng. Trans.*, Nr. 60, S. 205–213, Aug. 2012.

- 
- [64] Gesellschaft für Tribologie e. V., „Arbeitsblatt 7 – Tribologie Definitionen, Begriffe, Prüfung“. Aug-2002.
- [65] Heckert, B., „Bestimmung des Verschleißes und der Kinematik schnellaufender Wälzlager mit Hilfe radioaktiver Isotope“, Gesellschaft für Kernforschung mbH. Karlsruhe, Feb. 1972.
- [66] Jacob Marthinus Gouws und Jan Jacobus Janse van Rensburg, „Backup-Bearing Lifetime Prediction using Quantified Delevitation Severity Indicators“, in *Proceedings of Workshop on Magnetic Bearing Technology 10*, Zittau, 2015, S. 37–43.
- [67] Okada, O., Liou, N., Prakash, V., und Miyoshi, K., „Tribology of high-speed metal-on-metal sliding at near-melt and fully-melt interfacial temperatures“, *Wear*, Nr. 249, S. 672–686, Mai 2001.
- [68] ESR Technology Ltd., *Space Tribology Handbook*, 5. Aufl. ESTL & European Space Agency, 2013.
- [69] H. Birkhofer und T. Kümmerle, *Feststoffgeschmierte Wälzlager - Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [70] SOLVAY SOLEXIS, „Perfluorpolyether“, SOLVAY SOLEXIS S.p.A., Infomationsblatt, Jan. 2004.
- [71] Jones, W.R., Shogrin, B.A., und Kingsbury, E. P., „Long Term Performance of a Retainerless Bearing Cartridge With an Oozing Flow Lubricator for Spacecraft Applications“, gehalten auf der 4th International Rolling Element Bearing Symposium, Orlando, 1997.
- [72] Schaeffler Technologies GmbH, *Technisches Taschenbuch*, 2. Aufl. Herzogenaurach, 2014.
- [73] Hawkins, L., McMullen, P., und Larssonneur, R., „Development of an AMB Energy Storage Flywheel for Commercial Applications“, in *Proc. 8th International Symposium on Magnetic Suspension Technology*, Dresden, 2005.
- [74] H. Ming Chen, James Walton, Hooshang Heslunat, „Zero Clearance Auxiliary Bearings for Magnetic Bearing Systems“, gehalten auf der International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Orlando, Florida, 1997.
- [75] Yu, Chengtao und Xu Longxiang, „Auto-eliminating Clearance Auxiliary Bearings for Active Magnetic Bearing Systems“, in *Proceedings of ISMB13*, Arlington, Virginia, 2012.
- [76] Ulrich Simon, „Rotor–Stator–Kontakt in polygonförmigen Fanglagern“, Technischen Universität Carolo–Wilhelmina zu Braunschweig, 2001.
- [77] G. Schubert und H. Walter, „Fanglager zum Auffangen einer Rotorwelle einer Maschine“, DE102009031887 A1, 13-Jan-2011.
- [78] R. H. Jansen und R. J. Storozuk, „High speed, compliant, planetary flywheel touchdown bearing“, WO 2014/123507 A1.
- [79] J. Brändlein, *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. Vereinigte Fachverlage, 1995.



- 
- [80] Jacob Marthinus Gouws und Jan Jacobus Janse van Rensburg, „An Investigation into Backup Bearing Life using Quantified Rotor Delevitation Severity Indicators“, in *Proceedings of ISMB15*, Kitakyushu, 2016.
- [81] Dietenberger, M., Buyuk, M., und Kan, C., „Development of a High Strain-Rate Dependent Vehicle Model“, gehalten auf der LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg, 2005.
- [82] „DIN ISO 281 Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007)“. Beuth, Okt-2010.
- [83] Guangyoung Sun, „Auxiliary Bearing Life Prediction Using Hertzian Contact Bearing Model“, *J. Vib. Acoust.*, Nr. 128, Apr. 2006.
- [84] Q. Ming, Z. Yongzhen, D. Sanming, und S. Bao, „Effect of Different Atmosphere on Dry Friction Behavior of Steel Sliding against Brass at High Speed“, in *Proceedings of CIST2008 & ITS-IFTtoMM2008*, Beijing, China, 2008, S. 989–990.
- [85] Deutsche edelstahlwerke, „Datenblatt 1.8519 Cr-Mo-V-legierter Nitrierstahl“. Aug-2011.
- [86] Larssonneur, R., „Design and Control of AMBS for High Speed Rotation“, ETH, Zürich, 1990.
- [87] Hi-Lite, „Datenblatt NO20 Elektroblech“. Apr-2015.
- [88] Lingener, A., *Auswuchten – Theorie und Praxis*. Berlin, München: Verlag Technik, 1992.
- [89] Wamba, F.F. und Nordmann, R., „Active Balancing of a Flexible Rotor in Active Magnetic Bearings“, in *Proceedings of ISMB 11*, Nara, 2008, S. 194–201.
- [90] Schmied, J., „MADYN 2000 Software for Rotordynamics“, in *Proceedings of ISMB14*, Linz, 2014.
- [91] Cao, J., Allaire, P., Dimond, T., Jan Jacobus Janse van Rensburg, und Klatt, C., „Rotor Drop Analyses and Auxiliary Bearing System Optimization for AMB Supported Rotor/Experimental Validation - Part I: Analysis Method“, in *Proceedings of ISMB15*, Kitakyushu, 2016.
- [92] H.-F. Eckey, R. Kosfeld, und C. Dreger, *Statistik*. Wiesbaden: Gabler Verlag, 1999.



---

## Eigene Veröffentlichungen

- [E1] Quurck, L., Schaede, H., Richter, M., und Rinderknecht, S., „High Speed Backup Bearings for Outer-Rotor-Type Flywheels - Proposed Testrig Design“, in Proceedings of ISMB14, Linz.
- [E2] Quurck, L., Schüssler, B., Franz, D., und Rinderknecht, S., „Planetary backup bearings for high speed applications and service life estimation Methodology“, in Proceedings of ISMB15, Kitakyushu, 2016.
- [E3] Quurck, L., Franz, D., Schüssler, B., und Rinderknecht, S., „Planetary backup bearings for high speed applications and service life estimation methodology“, Mech. Eng. J., Bd. 4, Nr. 5, Juni 2017.
- [E4] Quurck, L., Richter, M., Schneider, M., Franz, D., und Rinderknecht, S., „Design and practical Realization of an innovative Flywheel Concept for industrial Applications“, Tech. Mech., Bd. 37, Nr. 2–5, S. 151–160, Okt. 2017.
- [E5] Richter, M., Schaede, H., Quurck, L., und Rinderknecht, S., „Untersuchung und Erhöhung der Praxistauglichkeit sensorloser Magnetlager nach dem ‚Direct Digital Inductance Estimation‘ - Konzept“, in Workshop on Magnetic Bearing Technology 8, Chemnitz, 2013, S. 59–65.
- [E6] Schaede, H., Richter, M., Quurck, L., und Rinderknecht, S., „Losses in an Outer-Rotor-Type Kinetic-Energy-Storage-System in Active Magnetic Bearings“, in Proceedings of ISMB14, Linz, 2014, S. 342–347.
- [E7] Schneider, M., Boras, P., Schaede, H., Quurck, L., und Rinderknecht, S., „Effects of Operational Strategies on Performance and Costs of Electric Energy Storage Systems“, Energy Procedia, Bd. 46, S. 271–280, 2014.
- [E8] Schaede, H., Quurck, L., Schneider, M., und Rinderknecht, S., „Am Ende entscheidet die Strategie - Elektrische Energiespeichersysteme richtig nutzen“, Eta Green, Nr. 3/2013, S. 30–32, 2013.

---

# Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Schematische Darstellung eines Schwungmassenspeichers .....	2
Abbildung 2: Schematische Darstellung eines magnetgelagerten Rotors im Fanglager. Potentielle Ursachen für den Fanglagerkontakt werden mit einem gelben Blitz symbolisiert.....	5
Abbildung 3: CAD-Konstruktion von Stator (links) und geschnittener Rotor (rechts) des Schwungmassenspeichers ETA290.....	10
Abbildung 4: Campbell-Diagramm eines stark gyroskopischen starren Rotors in elastischen Lagern. Gestrichelt: Fahrstrahl; Durchgehend: Starkkörpereigenmoden ...	24
Abbildung 5: Absturzversuch aus 8000 U/min in, von Beginn an mitdrehendes, konventionelles Fanglager mit springender Rotorbewegung. Links: Rotortrajektorie im runden Fanglager. In grün ist die Trajektorie der ersten 0,2 Sekunden markiert. Rechts: Translatorische Rotorgeschwindigkeit über der Zeit. ....	26
Abbildung 6: Kontaktmechanik eines Rotors in konventionellen Fanglagern in nachgiebiger Stator-Struktur .....	30
Abbildung 7: Kontaktnormalkraftverläufe unterschiedlicher Modellierungsansätze ..	32
Abbildung 8: Schematische Darstellung eines planetaren Fanglagers mit 3 Fanglagerelementen. Links: Innenläufer; rechts: Außenläufer .....	37
Abbildung 9: Maßstabsgerechte Darstellung des Freiraums eines Außenläufers im Fanglager mit sechs Fanglagerrollen. ....	39
Abbildung 10: Detailansicht eines Abschnitts der Freiraumbegrenzung bei einem Innenläufer (gestrichelt) und einem Außenläufer (durchgezogen) .....	39
Abbildung 11: CAD-Abbildung des oberen Fanglagers des SMS ETA290.....	41
Abbildung 12: Detailansicht einer Schnittdarstellung des zweiteiligen oberen Fanglagers des SMS ETA 290 .....	41
Abbildung 13: Gemessene Auslaufkurven von Fanglagereinheiten mit intakter und verschlissener Schmierung nach der Relevitation des Rotors im Vakuum.....	51
Abbildung 14: Schnittdarstellung des Versuchsrotors .....	56
Abbildung 15: Viertelschnitt von Blechschnitt (schwarz) und Spulenraum (rot) .....	59
Abbildung 16: Explosionsdarstellung des Stators .....	60
Abbildung 17: Versuchsrotor im planetaren Fanglagersystem in Schnittdarstellung .	61
Abbildung 18: Fanglagereinheit in Schnittdarstellung.....	61
Abbildung 19: Balkenmodell des Versuchsrotors.....	64
Abbildung 20: Balkenmodell des Versuchsstators.....	64
Abbildung 21: Statische Kraft-Verformungs-Kennlinie einer Fanglagereinheit .....	65

Abbildung 22: Simulierter Absturz aus 13.000 U/min. Rotorposition der oberen Sensorebene (links) und der Fanglagerebene (rechts). In grün ist die Trajektorie der ersten 0,2 Sekunden markiert, in gestricheltem schwarz die Freiraumbegrenzung. ..	69
Abbildung 23: Simulierte Zustandsgrößen bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min. Drehfrequenzen (oben), Translatorische Geschwindigkeit (Mitte), Kontaktnormalkraft der ersten Fanglagereinheit (unten) .....	69
Abbildung 24: Gemessene Positionsdaten in der oberen Sensorebene (links) und berechnete Positionsdaten der oberen Fanglagerebene (rechts) bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min. ....	73
Abbildung 25: Gemessene Zustandsgrößen bei einem Absturzversuch aus 13.000 U/min. Oben: Drehfrequenzen. Mitte: Translatorische Geschwindigkeiten in oberen Sensorebene, Unten: Kraft auf Fanglager 1 und Temperaturänderung in der Rotorlaufläche .....	73
Abbildung 26: Absturzversuch in Fanglagerebene mit drei Fanglagereinheiten pro Ebene .....	75
Abbildung 27: Absturzversuch in Fanglagerebene mit vier Fanglagereinheiten pro Ebene .....	75
Abbildung 28: Absturzversuch in Fanglagerebene mit fünf Fanglagereinheiten pro Ebene .....	75
Abbildung 29: Absturzversuch in Fanglagerebene mit sechs Fanglagereinheiten pro Ebene .....	75
Abbildung 30: Absturzversuch in Fanglagerebene mit acht Fanglagereinheiten pro Ebene .....	76
Abbildung 31: Mittlerer Geschwindigkeiten während Simulationen.....	77
Abbildung 32: Maximale Geschwindigkeiten während Simulationen.....	77
Abbildung 33: Max. Kontaktnormalkraft von Fanglager 1 in oberer Ebene während Simulationen.....	78
Abbildung 34: Drehzahlraten während Simulationen .....	78
Abbildung 35: Mittlere Geschwindigkeit in oberer Sensorebene, während Simulation .....	80
Abbildung 36: Maximale Geschwindigkeit in oberer Sensorebene, während Simulation .....	80
Abbildung 37: Maximale Kontaktnormalkraft von Fanglager 1 in oberer Ebene, während Simulation.....	80
Abbildung 38: Mittlere Drehzahlrate des Rotors, während Simulation.....	80
Abbildung 39: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in der oberen Sensorebene während eines Absturzes aus 2500 U/min in konventionelle Fanglager .....	85
Abbildung 40: Analyse der rotatorischen und translatorischen Rotorbewegung bei einem Absturz aus 2500 U/min.....	85

Abbildung 41: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in der oberen Sensorebene während eines Absturzes aus 6000 U/min in konventionelle Fanglager .....	86
Abbildung 42: Umlauffrequenzen im konventionellen Fanglager während 59 Versuchen .....	87
Abbildung 43: Frühzeitig abgebrochener Absturzversuch von 6000 U/min (100 Hz) in konventionelle Fanglager mit besonders intensiv aufklingender Bewegung. ....	88
Abbildung 44: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz bei 4000 U/min (66,6 Hz) in das planetare Fanglagersystem .....	90
Abbildung 45: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz aus 6.000 U/min (100 Hz) in planetares Fanglager .....	91
Abbildung 46: Rotorposition (links) und translatorische Geschwindigkeit (rechts) in oberer Sensorebene bei einem Absturz aus 12.000 U/min (200 Hz) in planetares Fanglager. ....	91
Abbildung 47: Chronologische Übersicht der Versuchsreihe 2. Absturzdrehfrequenz, Trajektorienlänge und Maximalkraft über Versuchsnummer. Vollausläufe sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.....	93
Abbildung 48: Trajektorienlänge.....	94
Abbildung 49: mittlere Geschwindigkeit .....	94
Abbildung 50: Erfasste Maximalkräfte .....	94
Abbildung 51: Maximale Geschwindigkeit .....	94
Abbildung 52: Mittlere Drehzahlrate des Rotors während Absturz.....	95
Abbildung 53: Maximale Temperaturänderung an Wälzlager Außenringen.....	96
Abbildung 54: Maximale Temperaturänderung auf Rotorlaufläche.....	96
Abbildung 55: Zwei Rolleneinheiten der unteren Ebene nach Versuchsreihe 2. Verfärbung mehrerer Kugeltaschen bei (a) erkennbar. Lauflächen an linker Einheit am Umfang ungleichmäßig verfärbt.....	97
Abbildung 56: Nahaufnahmen der Käfigpositionen (a) und (b). Plastische Deformation, Schleifspuren und Anlauffarben in (a) erkennbar. An Position (b) im selben Wälzlager ist der Käfig intakt. ....	97
Abbildung 57: Chronologische Übersicht der Versuchsreihe 3. Absturzdrehfrequenz, Trajektorienlänge und Maximalkraft über Versuchsnummer. Vollausläufe sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.....	99
Abbildung 58: Trajektorienlänge.....	101
Abbildung 59: Mittlere Geschwindigkeit .....	101
Abbildung 60: Maximalkraft .....	101
Abbildung 61: Maximalgeschwindigkeit.....	101
Abbildung 62: Drehzahlraten .....	102
Abbildung 63: Maximale Temperaturänderung an Wälzlageraußenringen .....	103

Abbildung 64: Maximale Temperaturänderung der Rotorlauffläche .....	103
Abbildung 65: Maximalkräfte (linke Skala) und Maximalgeschwindigkeit (rechte Skala) über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz) .....	104
Abbildung 66: Mittlere Geschwindigkeiten des Rotors über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz) .....	104
Abbildung 67: Maximale Temperaturänderungen der Oberflächen der Rotorlaufspuren über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz) .....	105
Abbildung 68: Mittlere Drehzahlrate des Rotors während der ersten 10 Sekunden über kumulierter Rotortrajektorienlänge bei Abstürzen aus 13.000 U/min (216,7 Hz) ...	105
Abbildung 69: Versuchsdaten während Vollausschlagversuch aus 20.000 U/min .....	106
Abbildung 70: Möglichkeit der Teilung des planetaren Fanglagers zur Montage von großen Turbomaschinen in geteilten Gehäusen .....	126
Abbildung 71: Freiraumgrenzen polygonförmiger Fanglager mit drei bzw. sechs Fanglagerrollen mit dem Innendurchmesser von 0,5 mm .....	127
Abbildung 72: Grenzdrehzahlen von verfügbaren Wälzlagern multipliziert mit den Bohrungsdurchmessern (DN-Kennwert) verglichen mit Speicherrotoren .....	128
Abbildung 73: Drehzahlraten des Rotors bei Absturzversuchen in das planetare Fanglager in Atmosphäre (Versuchsreihe 2) und im Vakuum (Versuchsreihe 3) .....	129
Abbildung 74: Verschleißbilder der Laufflächen der Fanglagerscheiben. (a) Obere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 2, (b) untere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 2, (c) obere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 3a, (d) untere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 3.....	130
Abbildung 75: Verschleißbilder Fanglagerrollen nach Versuchsreihe 3. (a) Obere Fanglagerebene,.....	131

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Eigenschaften der am IMS entwickelten SMS in Außenläuferbauform.....	10
Tabelle 2: Parameter einer konventionellen Fanglagerkonfiguration .....	28
Tabelle 3: Konstruktionsparameter Fanglager des SMS ETA290 .....	42
Tabelle 4: Vergleich der Ähnlichkeitskriterien zwischen Fanglagerprüfstand und SMS ETA290 .....	55
Tabelle 5: Geometrische Größen des Versuchsrotors.....	56
Tabelle 6: Mechanische Auslegung Pressverband Magnetlagerblechung .....	58
Tabelle 7: Eigenschaften des Magnetlagers .....	59
Tabelle 8: Eigenschaften der Balkenmodelle des Prüfstands .....	65
Tabelle 9: Verwendete Modellparameter zur Simulation .....	67
Tabelle 10: Vergleich der Schwereindikatoren von Simulation und Experiment .....	71
Tabelle 11: Wirksames passives Bremsmoment auf Rotor .....	129

---

## Anhang A: Teilungsebene Fanglager

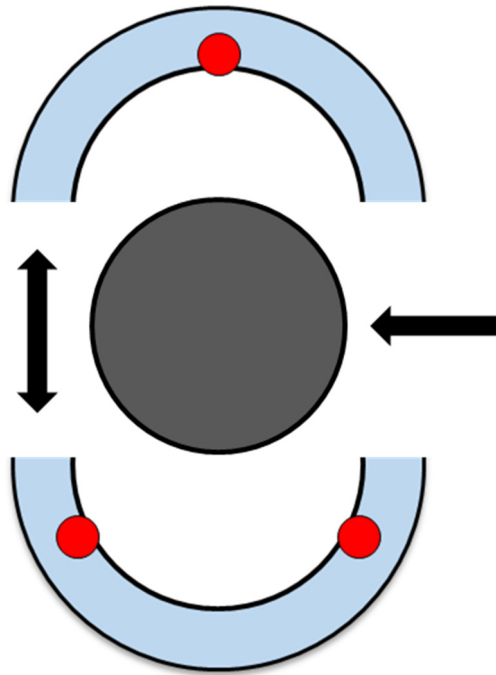


Abbildung 70: Möglichkeit der Teilung des planetaren Fanglagers zur Montage von großen Turbomaschinen in geteilten Gehäusen

## Anhang B: Vergleich Freiraumgrenzen

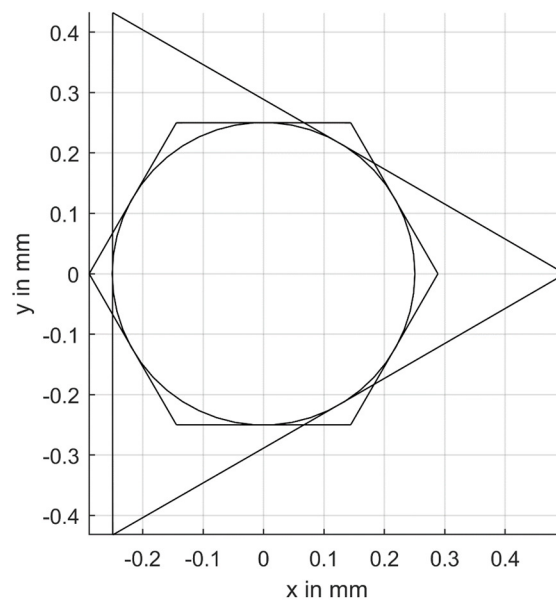


Abbildung 71: Freiraumgrenzen polygonförmiger Fanglager mit drei bzw. sechs Fanglagerrollen mit dem Innenkreisdurchmesser von 0,5 mm

## Anhang C: Marktstudie Wälzlager

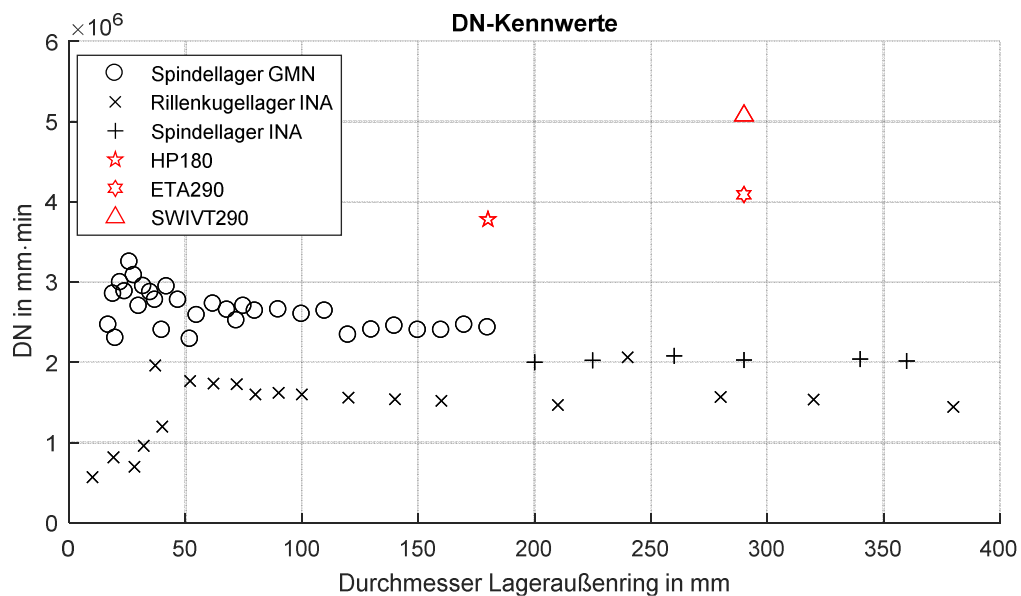


Abbildung 72: Grenzdrehzahlen von verfügbaren Wälzlagern multipliziert mit den Bohrungsdurchmessern (DN-Kennwert) verglichen mit Speicherrotoren



## Anhang D: Passive Bremsmomente

In Tabelle 11 wird das mit Gleichung (A.1) aus der gemessenen mittleren Drehzahlrate  $\bar{\omega}$  des Rotors und der bekannten Rotorträgheit  $\Theta$  berechnete passive Bremsmoment  $M$  auf den Rotor bei unterschiedlichen Rotordrehfrequenzen angegeben.

$$M = \Theta / \bar{\omega} \quad (\text{A.1})$$

Als Vergleich wird das mittlere Moment, welches auf den Rotor während der ersten 5 Sekunden im planetaren Fanglager im Vakuum wirkt, angegeben. Demnach sind die Ummagnetisierungsverluste bei hohen Drehzahlen klein gegenüber den Gasreibungsverlusten, jedoch sind beide Dissipationsmechanismen vernachlässigbar klein gegenüber der Reibung der Fanglager.

Tabelle 11: Wirksames passives Bremsmoment auf Rotor

Drehfrequenz Rotor	Wirksames, passives Bremsmoment in			
	16,7	100	216,7	333,3 Hz
Atmosphäre, schwebend	0,0009	0,0036	0,0095	-
Vakuum, schwebend	0,0011	0,0019	0,0028	0,0034
Vakuum, planetares Fanglager	0,58	1,28	2,87	4,37

In Abbildung 73 werden die in Versuchsreihe 2 und 3 gemessenen Drehzahlraten des Rotors im planetaren Fanglager über der Absturzdrehfrequenz aufgetragen.

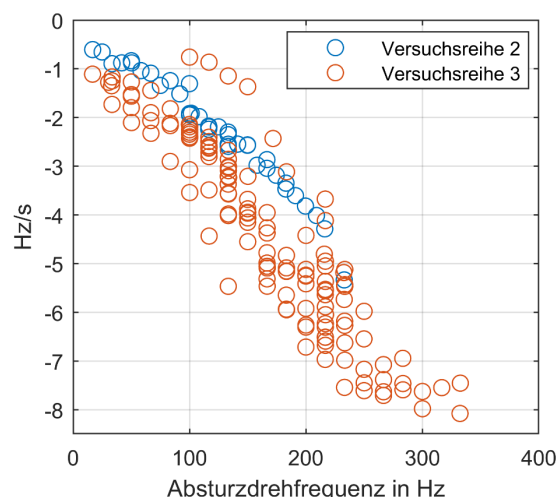


Abbildung 73: Drehzahlraten des Rotors bei Absturzversuchen in das planetare Fanglager in Atmosphäre (Versuchsreihe 2) und im Vakuum (Versuchsreihe 3)

## Anhang E: Verschleißbilder

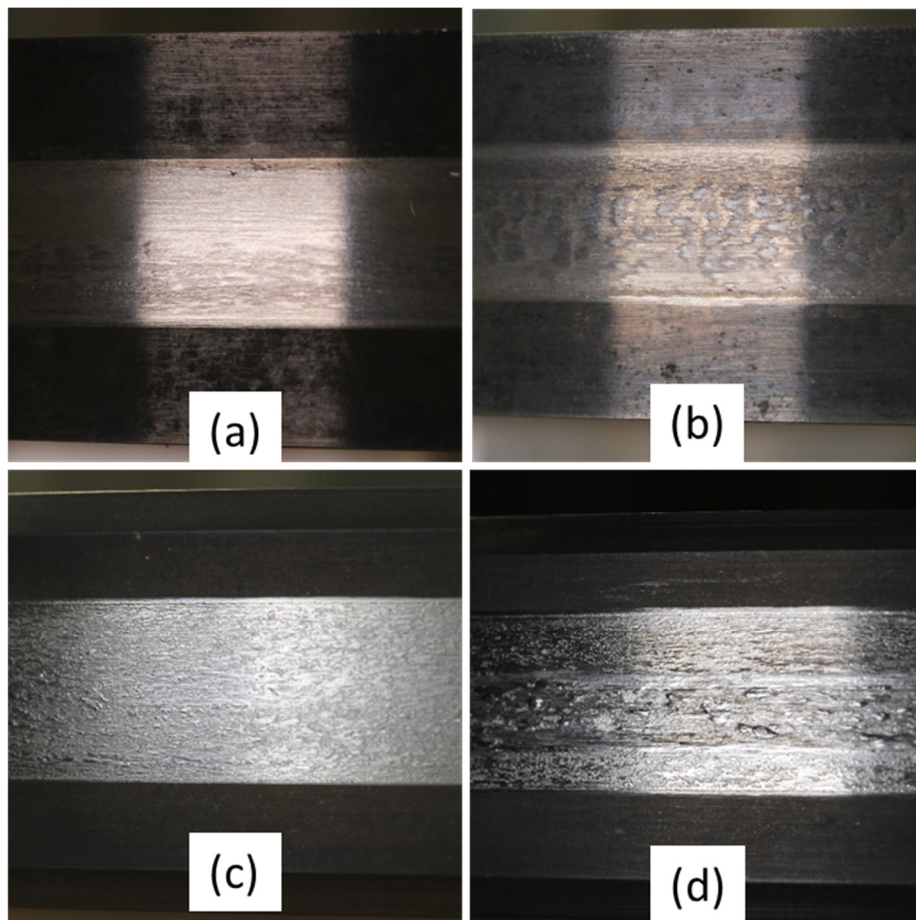


Abbildung 74: Verschleißbilder der Laufflächen der Fanglagerscheiben. (a) Obere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 2, (b) untere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 2, (c) obere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 3a, (d) untere Fanglagerebene nach Versuchsreihe 3.

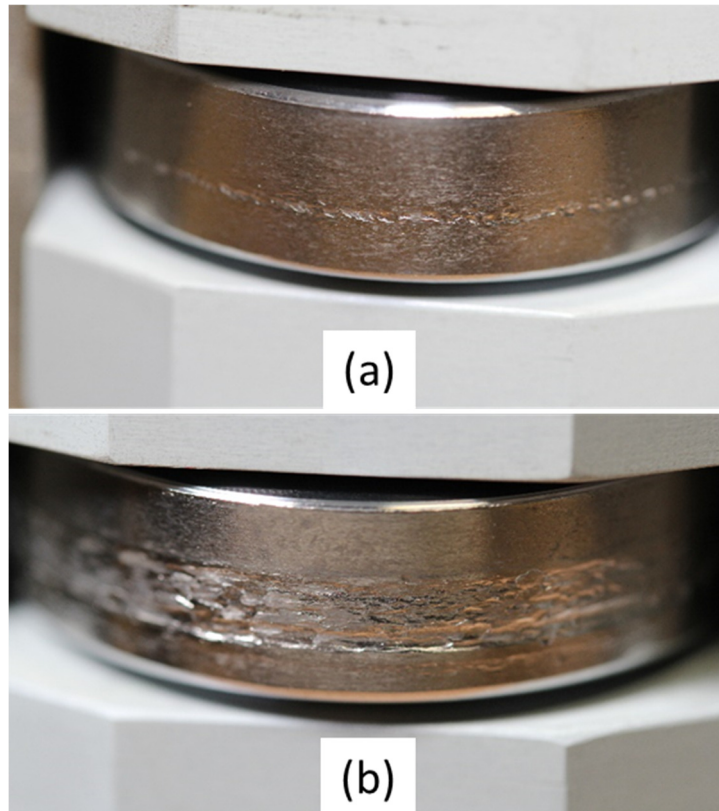


Abbildung 75: Verschleißbilder Fanglagerrollen nach Versuchsreihe 3. (a) Obere Fanglagerebene, (b) untere Fanglagerebene